Machine Translated by Google

я
Т
П

журнал открытого доступа, издаваемый MDPI

Импакт-фактор 1,3
Рейтинг CiteScore 2,3

Международный журнал

Турбомашиностроение, двигательная установка и энергетика

mdpi.com/
журнал /
ijtpp

EUROTURBO
european turbomachinery society

Machine Translated by Google

Сообщение от главного редактора

Международный журнал Turbomachinery, Propulsion and Power (IJTPP, ISSN 2504-186X) принадлежит Euroturbo (www.euroturbo.eu), некоммерческой международной научной организации, официально созданной в феврале 2012 года. Euroturbo была основана группой преданных своему делу ученых и инженеры, которые активно способствовали успеху нескольких научных

события в области турбомашиностроения за последние двадцать пять лет. Журнал был задуман как междисциплинарный инструмент распространения информации, и, хотя основная часть журнала сосредоточена на

Design, журнал также занимается анализом, моделированием и испытаниями турбомашин и систем двигательной установки и преобразования энергии на их основе. Технологические инновации на уровне систем и компонентов, разработка и применение новых концепций потока, а также передовые экспериментальные и численные методы — все это естественным образом вписывается в рамки задачи. Журнал приветствует рукописи высокого научного качества, посвященные фундаментальным и прикладным проблемам течений турбомашин.

Главный редактор

Профессор Марчелло Манна

Ассоциированные редакторы

Проф. доктор Тони Артс

Профессор доктор Жерар Буа

Профессор, доктор Дженгиз Камчи

Доктор Рууд Эггельс

Профессор доктор Питер Айрленд

Проф. доктор Рейнхард Нихейс

Проф. доктор Кенитиро Такеиси

Цели

Международный журнал турбомашин, двигательной техники и энергетики фокусируется на текущих и будущих научно-технических разработках турбомашин в смежных областях двигательных и энергетических систем на основе турбомашин. Основной интерес представляют термодинамика, механика жидкости, теплообмен и прикладное сжигание аэрокосмических, морских и промышленных энергетических устройств и систем, как с точки зрения компонентов, так и с точки зрения системы. Аналогичным образом, приветствуются фундаментальные и прикладные исследования систем преобразования энергии на основе одно- или многофазных потоков жидкости, одного или нескольких видов, с участием одной или нескольких турбомашин.

IJTPP призван предложить высококачественный инструмент распространения исследований и разработок коллегам из академических кругов, исследовательских институтов и промышленности, которые в первую очередь интересуются турбомашинами .

Machine Translated by Google

Объем

- Турбомашиностроение
- Аэрокосмическая двигательная установка
- Морская силовая установка
- Турбокомпрессоры
- Производство электроэнергии
- Термодинамика
- Гидравлическая механика
- Теплопередача
- Вибрации
- Аэроакустика
- Прикладное сжигание (авиационная, аэрокосмическая промышленность, стационарные энергетические системы)
- Энергия ветра
- Морская энергия

Преимущества автора

Открытый доступ

Неограниченный и бесплатный доступ для читателей

Никаких ограничений авторских прав

Сохраните авторские права на свою работу и бесплатное использование вашей статьи.

Тщательная экспертная оценка

Скидки на плату за обработку статей (АПК)

Если вы принадлежите к институту, который участвует в MDPI Institutional Open Access Программа

Никаких ограничений по пространству, никакого дополнительного пространства или

Цветовые сборы

Нет ограничений на максимальную длину статей, количество рисунков и цветов.

Быстрая публикация

Первое решение предоставляется авторам примерно через 63,9 дня после подачи; прием к публикации осуществляется за 27,6 дней (средние значения для статей, опубликованных в этом журнале в первом полугодии 2024 г.)

Machine Translated by Google

МДПИ является членом

Партнерское общество:

Европейское общество турбомашиностроения (Евротурбо)

Редакция

ijtpp@mdpi.com

МДПИ

Grosspeteranlage 5, 4052
Базель, Швейцария Тел.: +41
61 683 77 34 mdpi.com

июль 2024 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Топологическая методология разделения потоков на основе правил Анализ в турбомашиностроении

Пьер Дюкен [1,*,†], Жоффри Шанеак 1, †, Габриэль Монден 1, † и Жером Домбар 2, †

1 Univ Lyon, Ecole Centrale de Lyon, CNRS, Univ Claude Bernard Lyon 1, INSA Lyon, LMFA, UMR5509, 69130 Экюлли, Франция; joffrey.chaneac@ec-lyon.fr (JC); gabriel.mondin@ec-lyon.fr (GM)
2 CERFACS, 31100 Тулуза, Франция; dombard@cerfacs.fr
* Адрес для переписки: pierre.duquesne@ec-lyon.fr
† Эти авторы внесли равный вклад в эту работу.

Аннотация: Разделение потока в пограничном слое является общей особенностью течения во многих инженерных приложениях. Последствия разделения потока в турбомашинах могут быть катастрофическими с точки зрения производительности, стабильности и шума. В этом контексте разделение потока особенно трудно понять из-за его трехмерного и ограниченного аспекта. Анализ линий трения кожи является одним из ключевых моментов в понимании и контроле этого явления. В случае отрыва поток у стенки агглютинирует вокруг коллектора, а жидкость из пограничного слоя выбрасывается в сторону потока от стенки. Анализ трехмерной зоны отрыва на основе топологии хорошо подходит для простой геометрии. Целью этой статьи является предоставление простых правил и методов с четким словарем, основанным на математической основе, для проведения аналогичного анализа со сложной геометрией турбомашин (чтобы понять поверхность с высоким родом). Такой анализ опирается на физические принципы, которые помогают понять механизмы отрыва потока на объектах сложной геометрии. В данной статье рассмотрены многочисленные типичные поверхности турбомашин: ряд статора, беслопастной диффузор, лопастной диффузор, осевой ротор, а также закрытое и непокрытое центробежное рабочее колесо. Благодаря поверхностным гомеоморфизмам представленные общие примеры можно легко преобразовать в реалистичные формы. Кроме того, также рассматриваются классические проблемы турбомашин, такие как периодичность или зазор ротора. В последнем разделе предложенная методика проводится на радиальном диффузоре промышленного компрессора. Поток у стенки извлекается из расчетов LES. В этом исследовании представлены различные закрытые зоны сепарации в условиях высокоэффект

Ключевые слова: отрыв потока; правило топологии; критическая точка; турбомашины

Цитирование: Дюкен, П.; Шанеак, Дж.; Монден, Г.; Домбар, Дж. Методология топологии, основанная на правилах, для анализа разделения потоков в турбомашинах. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7 , 21. https://doi.org/10.3390/ijtpp7030021

Поступила: 7 января 2022 г.
Принято: 27 июня 2022 г.
Опубликовано: 30 июня 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Разделение потока в пограничном слое является общей проблемой турбомашиностроения. Отрыв потока можно описать как выброс жидкости из пограничного слоя в сторону потока от стенки [1]. С этим выбросом жидкости связана зона проти Причину отрыва потока можно разделить на две группы: сильный неблагоприятный градиент давления или важное искривление геометрии стенки.

Эффекты разделения потока обычно нежелательны и могут быть вредными для турбомашин. С энергетической точки зрения отрыв потока приводит к дополнительным потерям. Энергия, используемая при отрыве потока, не используется для обмена работой.
Лопасти несущего винта могут страдать от отрыва потока: поток не следует за аэродинамическим профилем; следовательно, обмен работой между ротором и жидкостью менее эффективен. В некоторых случаях сепаратор может вращаться со скоростью, отличной от скорости вращения ротора по окружности компрессора. Этот вращающийся срыв вызывает периодические колебания и является классическим предшественником помпажа компрессора [2]. Это явление также затрагивает центробежные насосы. В диффузорах разделение потока может привести к появлению зон закупорки, которые уменьшают рекуперацию давления. Например, разделение потоков в гидравлике.

Machine Translated by Google

Предполагается, что ламповые турбины вызывают важное и внезапное падение кривых эффективности с рабочими колебаниями вблизи точки наилучшего КПД [3]. В других случаях отрыв потока в диффузоре не является периодическим и вызывает непериодический поток, как это наблюдается в гидротурбине по [4] и в центробежном компрессоре по [5]. Другим эффектом разделения является увеличение ширины следа лопаток, что в многоступенчатых конфигурациях может вызывать сложные взаимодействия ротор-статор по всей длине машины [6]. Наконец, отрыв потока может также вызвать нежелательный низкочастотный шум. Так обстоит дело с ветряными турбинами, работающими в условиях высоких нагрузок [7].

В турбомашинах две основные цели часто заключаются в повышении производительности и работоспособности машины, которые ограничены разделением потока. В таких конфигурациях поток демонстрирует сложную структуру, поскольку он обычно трехмерный, ограниченный, очень нестационарный и может быть очень турбулентным. Частая вводящая в заблуждение практика анализа трехмерного разделения в инженерных приложениях заключается в отслеживании векторов скорости обратного потока в трехмерном поле для поиска разделения потока. Этот метод обречен на неудачу в ряде ситуаций, в частности, потому, что вектор скорости в трехмерном поле может находиться в противотоке без какого-либо выброса потока из пограничного слоя. Действительно, закрученный поток внутри конического канала создает зону рециркуляции без отрыва потока пограничного слоя [8]. Во-вторых, выброс жидкости из стенки может произойти даже при отсутствии обратного течения. Кроме того, направление потока может быть сложно определить в случая Другая, дополнительная, вводящая в заблуждение практика заключается в отслеживании точек на поверхности, где трение кожи равно нулю. В трехмерных случаях выброс потока из пограничного слоя может происходить по всей линии отрыва, где поверхностное трение не обязательно равно нулю. С прагматической точки зрения локального индикатора возникновения разделения в конкретном месте потока не существует. Следовательно, анализ может быть не только сосредоточен на каждой точке в отдельности, но и должен выполняться с учетом окрестности и учитывать соединение со стеной. Без какого-либо предварительного исследования провести такой анализ непосредственно в 3D-области практически невозможно. Во внешней аэродинамике обычно сначала изучают рисунок линий трения на поверхностях стенок [9]. Такой анализ требует точного определения распределения критических точек, которое контролируется топологическим подходом, основанным на правилах. Соблюдение правил топологии гарантирует разработку сценария, соответствующего физическим принципам. В целом, анализ линий поверхностного трения помогает точно определить причину отрыва потока у стенки, что затем облегчает глобальное трехмерное полевое исследование. Этот метод применяется и в турбомашинах (например, [3,4,10]), но, по сведениям авторов, его адаптация к внутреннему потоку пока четко не выявлена. Однако это не так просто. По сравнению с классической методологией на плоской плоскости необходимо внимательно учитывать следующие особенности контекста турбомашин: • Рассматриваемые поверхности являются более

сложными (характеризуются родом поверхности), чем простая плоская плоскость. • Представлена только часть

системы, поэтому линии трения кожи могут генерироваться (источник) и уничтожаться (приемник) вне области анализа. Тем не менее, представление источника и стока поверхностного трения является обязательным и должно быть фиктивно перенесено в вычислительную область (см. раздел 3.2).

• Для изученных здесь поверхностей реального мира критические точки действительно могут свидетельствовать об отрыве граничного потока, но также и указывать на обтекание потока. Следовательно, они бесполезны для

проведения анализа. • Частичное представление компонента в основном мотивировано минимизацией времени процессора. Например, предположение о периодичности обычно используется с этой целью в турбомашинах. Однако его использование может противоречить топологическому подходу, основанному на правилах.

В соответствии с ранее выявленными потребностями представляется необходимым разработать рекомендации для лучшего понимания разделения потоков в турбомашинах. Предлагается методология, основанная на правилах топологии , которая обеспечивает нахождение допустимого количества критических точек и помогает выделить критические точки, связанные с отрывом п

Machine Translated by Google

зона в контексте турбомашин. Данное предварительное исследование направлено на пилотирование 3D-анализа зоны отрыва потока.

В первой части представлены специальный словарь и концепция анализа критических точек в общей механике жидкости. Затем обсуждаются особенности анализа в турбомашинах . Следующая часть организована в рекомендуемой хронологии для проведения анализа: (1) определить род интересующей поверхности, (2) определить критические точки расщепления, вызванные разделением поверхности, (3) определить узлы застоя и выхода, (4) применить периодичность и (5) проверить правило топологии. Наконец, последний раздел иллюстрирует всю методологию на примере радиального диффузора промышленного радиального компрессора.

2. Теоретическая основа

В этой части авторы пытаются ясно представить полезную лексику и математические правила инженерного подхода.

Чтобы определить правильные правила топологии, которые необходимо применить, твердотельную геометрию турбомашины (3D) необходимо упростить до глобальной цельной поверхности (2D). Другими словами, при изучении топологии рассматривается только «кожа» твердого тела. Например, твердый шар (3D) затем превращается в сферу (2D). Цельная поверхность называется связной. Сложность связной поверхности можно охарактеризовать целым числом, называемым родом и обозначаемым как g. Наиболее общее определение рода соответствует максимальному количеству черенков вдоль поверхности без ее отключения [11]. В качестве классических примеров [12,13] сфера имеет род 0; тор имеет род 1; а двухтор (два тора, соединенных как символ бесконечности) имеет род 2.

Чтобы избежать ненужных альтернативных определений, рассмотрим связные ориентируемые замкнутые поверхности. Определение ориентируемой замкнутой поверхности дано в Приложении A. В практических случаях классические поверхности реального мира обладают этими свойствами. Для поверхности, определенной ранее, род связан с эйлеровой характеристикой χ следующим образом:

$$x = 2 \quad 2r. \tag{1}$$

По определению два пространства гомеоморфны, если существует набор непрерывных растяжений и изгибов, преобразующий одну из двух поверхностей в другую. Например, хорошо известный поверхностный гомеоморфизм связывает кофейную кружку с тором. Эти пространства одинаковы с топологической точки зрения. Они обладают одинаковыми топологическими свойствами, в частности эйлеровой характеристикой. Согласно уравнению (1), две гомеоморфные классические поверхности реального мира также имеют один и тот же род. В этом случае уравнение (1) является самым простым соотношением для определения эйлеровой характеристики.

Эти соображения о поверхностях полезны для анализа отрыва потока, поскольку эйлерова характеристика связана с количеством и типом критических точек. Критическая точка P0(x, z) определяется как точка на стенке, в которой поверхностное трение τ = (τx, τz) обращается в нуль, т.е. τx(P0) = τz(P0) = 0. Это соотношение следует из исследований Пуанкаре. [14] по дифференциальным уравнениям и применению этой работы к механике жидкости Лежандром [9] и Ханто
Анализ матрицы Якобиа кожного трения Jτ (приведенной в уравнении (2)) показывает, что критические точки могут быть связаны только с тремя типами моделей кожного трения. Их тогда называют узлом, фокусом и седловой точкой. Узел и фокус могут быть либо притягивающими, если линии трения кожи сходятся, либо отталкивающимися в противном случае. На рис . 1 представлены соответствующие картины трения ко

$$J\tau = \begin{matrix} \frac{\tau x}{x} & \frac{\tau x}{z} \\ \frac{\tau z}{x} & \frac{\tau z}{z} \end{matrix} . \tag{2}$$

Machine Translated by Google

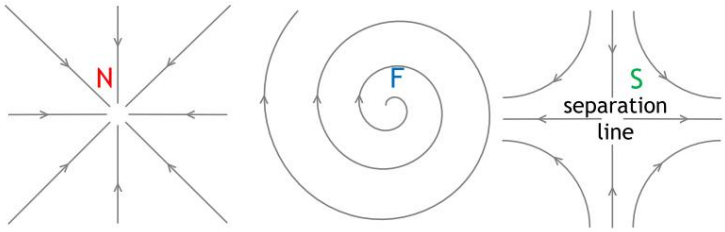


Рисунок 1. Типы структуры трения кожи вокруг критической точки: узел (N), например, здесь притягивающий; фокус (F), например, здесь отталкивающий; и седловая точка (S) с линией разделения.

Связь между эйлеровой характеристикой и критическими точками выражается правилом топологии:

$$\Sigma N \quad \Sigma S = \chi, \tag{3}$$

где ΣN — количество узлов и фокусов, а ΣS — количество седловых точек.

Необходимым условием возникновения трехмерного отрыва является сближение линий трения кожи [16]. Продольное сближение линий поверхностного трения и пристеночных линий тока вызывает быстрый подъем пристеночных линий тока от стенки для сохранения потока массы через трубку потока [17]. Схождение линий трения наблюдается вдоль одной конкретной линии трения кожи, называемой линией отрыва, обычно исходящей из седловой точки. Поток, накопленный вдоль линии отрыва, выбрасывается из стенки в поле течения и затем накапливается вдоль трехмерной поверхности, называемой коллектором [18].

Как упоминалось ранее, встречающиеся поверхности реального мира являются ориентируемыми замкнутыми поверхностями . Однако две распространенные практики выходят за рамки предыдущей схемы. Приближение бесконечно тонкой плоскости реальной трехмерной геометрии приводит либо к неориентируемой, либо к незамкнутой поверхности. Приближение игнорирования небольшого зазора между двумя твердыми частями может изменить род, а затем привести к ошибочным выводам в рамках топологического анализа.

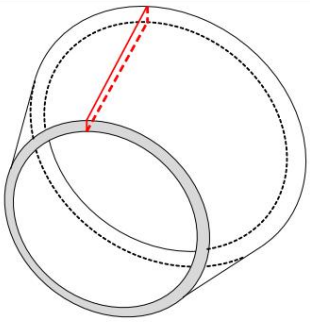
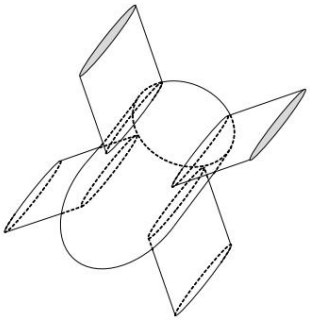
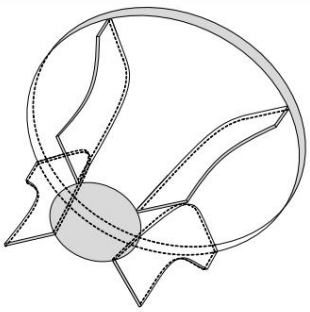
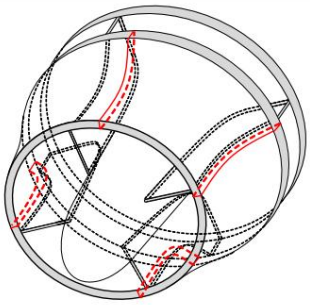
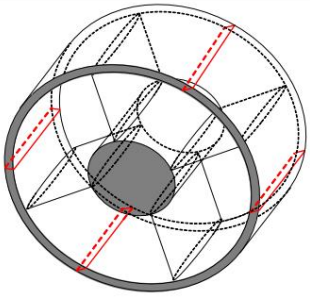
В некоторых исключительных случаях картина трения кожи фокуса представляет собой замкнутый путь вокруг критической точки. В этом случае его называют центром или предельным циклом (линии трения кожи образуют концентрические окружности вокруг критической точки). Такие случаи были определены теоретическим подходом в [18]. На предельном цикле линия трения может сходиться без седловой точки. Этот тип разделения называется «открытым» разделением потока, в отличие от «закрытого» разделения потока, при котором линия отрыва ограничена двумя критическими точками.

3. Методика 3.1.
Определение рода поверхности

Первый шаг — определить правильный род для всей интересующей поверхности без каких-либо предположений о периодичности. Поверхности, выбранные в данной статье, представляют особый интерес для инженеров турбомашиностроения. Для этих поверхностей род существует и связан с эйлеровой характеристикой уравнением (1) и позволяет определить правило топологии (уравнение (3). Правило топологии обеспечивает соблюдение физического равновесия между различными типами критических точек. Они могут иметь род 0, 1 или зависеть от количества лопастей (б). В таблице 1 приведены виды наиболее распространенных поверхностей турбомашин. В последнем столбце таблицы 1 представлен простой пример для каждой геометрии, а также определение их рода. Максимальное количество плоскостей сечения перед получением двух деталей для каждого семейства поверхностей показано распределением плоскостей красным цветом. Конечно, можно найти и другие распределения секущих плоскостей, но авторы не обнаружили ни одного, включающего большее количество се В данной статье представлен только клинок без отверстия. Например, лопатки турбины с отверстиями для внешнего охлаждения не включены. Отверстие в лезвии изменяет род и требует индивидуального изучения.

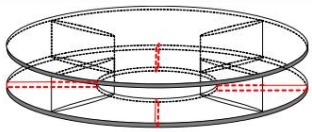
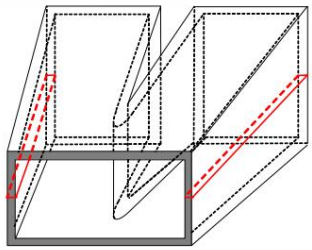
Machine Translated by Google

Таблица 1. Род некоторых классических поверхностей турбомашин.

Часть турбомашин	г	Связанное упрощенное представление
Корпус, труба и безлопастной диффузор	1	
Осевой ротор	0	
Непокрытый центробежное рабочее колесо	0	
окутанный центробежное рабочее колесо	б	
Осевой статор	б	

Machine Translated by Google

Таблица 1. Продолжение.

Часть турбомашин	г	Связанное упрощенное представление
Радиальный лопастной диффузор	б	
Диффузор с параллельными опорами	б + 1	

Семейство поверхностей «корпус, труба и безлопастной диффузор» соответствует многочисленным частям, полностью заполненным рабочей жидкостью, которые проводят поток без лопаток. Их род равен 1, поскольку все эти поверхности легко получить непрерывными деформациями тора . Оно не зависит от продольной формы (расходящейся, сходящейся, прямой или нет), а также от формы поперечного сечения (круглое, прямоугольное и т. д.). В случае частично заполненной части, например трубы, которая не полностью заполнена водой, интересующее сечение соответствует смоченному сечению и гомеоморфно сфере (т. е. имеет род 0). Поверхности «осевой ротор» и «незащищенная центробежная крыльчатка» и
Любая секущая плоскость делит поверхность на две части. Эти семейства включают подавляющее большинство вращающихся частей: вентиляторы, пропеллеры, роторы ветряных турбин, компрессоры реактивных двигателей и турбины.
Семейство «крыльчатка центробежного типа» — единственное известное авторам с вращающейся частью и родом, отличным от 0. Это семейство соответствует случаю, когда вращающаяся часть состоит из лопаток, ступицы и бандажа. Он включает в себя несколько центробежных компрессоров, центробежных насосов и турбин Фрэнсиса. Для этих бандажированных роторов род равен числу лопастей. В этом типе ротора количество разделительных лопастей должно быть добавлено, если они соединены как со ступицей, так и с кожухом, и не должно быть в противном слу
Осевое положение передней или задней кромки не оказывает влияния на род. «Осевой статор» и «радиально-лопастной диффузор» являются представителями классических статоров компрессоров.
Их род также равен числу лопастей, соединенных со ступицей и бандажом. Стоит отметить, что предположение о пренебрежении пробелом привело бы к ошибочному переносу геометрии из одного семейства в другое и привело бы к неправильному значению рода. Последнее представляющее интерес семейство также представляет род, связанный с числом лопастей. Категория «Диффузор с параллельными опорами» представляет собой отводящую трубу гидротурбины с конструктивными опорами. Род здесь равен числу опор плюс один.

3.2. Разделение поверхности и расщепление критических точек (SCP)

В отличие от турбомашин, в классических случаях поверхность полностью погружена в поле течения. В турбомашинах учитывается только внутренний поток и анализируется только часть системы. Чтобы соответствовать правилу топологии, авторы вводят воображаемые критические точки, чтобы учесть это разделение домена (разделение критических точек, SCP). Эта статья посвящена только турбомашинам с ограниченным потоком. Следовательно, незамкнутые турбомашины (например, ветряные турбины, пропеллеры) не учитываются. Интерес представляет поле трения, создаваемое потоком внутри турбомашины; внешний поток не учитывается. Далее, как неявно было показано в предыдущем разделе, зона интереса в турбомашинах обычно представляет собой не всю систему от входа жидкости до выхода жидкости, а только ее часть. Однако линии трения кожи начинаются и заканчиваются в узлах (источнике и стоке трения кожи), которые могут находиться вне зоны интереса. Исходя из этого наблюдения, авторы предлагают ввести воображаемые критические точки, которые объясняют

Machine Translated by Google

развитие поля течения вверх и вниз по течению от рассматриваемой области.
Их называют расщеплением критических точек (SCP). Предварительным предостережением при применении этой методологии является выбор области, включающей полную зону разделения: линии трения должны быть относительно прямыми на границах области. Авторы обнаружили три типа SCP. Первый соответствует домену, для которого необходимо было вырезать вал. В этом случае необходимо добавить воображаемый узел в центре вала, как показано на рисунке 2, чтобы создать линии трения вдоль его стороны. Практическое применение — анализ второй ступени ротора осевого многоступенчатого компрессора. В действительности узел существует на втулке перед первым ротором, но его нет в выбранной зоне интереса, и его необходимо добавить как воображаемый узел.

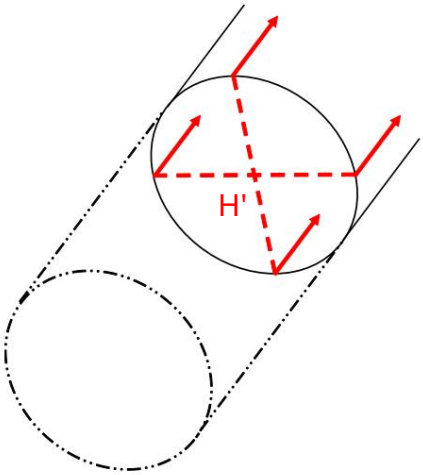


Рисунок 2. SCP, воображаемый узел шахты.

Следующий случай неразрывно связан с аспектом ограниченного потока. Давайте рассмотрим часть трубы, извлеченную из трубопроводной системы, как показано на рисунке 3. Интересующий поток — это только внутренний поток. Воображаемый узел ', рисунок 3) добавляется для создания (линия трения N1 вдоль воздуховода. Узел также индуцирует две линии трения, которые проходят по входной периферии, одну справа, другую слева. В результате замыкания эти две линии трения сходятся и образуют седло. точка (S2 — прямая линия трения вдоль ', рисунок 3), что индуцирует цилиндра. На выходе из воздуховода — седловая точка (S1 ', рисунок 3) собирает линию трения, исходящую из входного узла и узла (N2 собирает линию трения,', рисунок 3) исходящую из входной точки седла. Представленный здесь шаблон с двумя парами седло-узел может быть расширен бесконечным четным числом пар.
Этот механизм топологически нейтрален, поскольку генерирует одинаковое количество седловых и узловых точек.

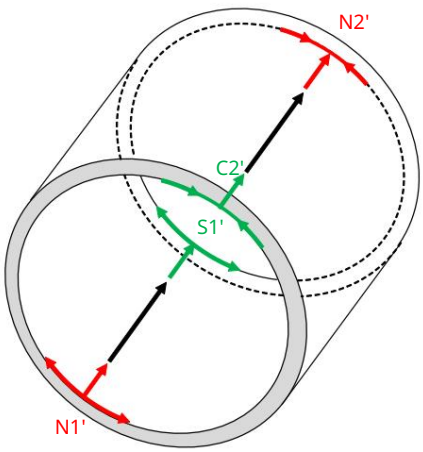


Рисунок 3. SCP, две воображаемые комбинации седла и узла для части цилиндрического воздуховода.

Machine Translated by Google

Последний тип SCP полезен для описания состояния выхода радиальных турбомашин, таких как изолированное незакрытое рабочее колесо компрессора. Поток на входе осевой, на выходе радиальный. В этой конфигурации линии трения имеют тенденцию выходить из машины радиально, как показано на рисунке 4. В этом случае авторы предлагают разместить воображаемый узел в центре выходного кругового сечения. Это соответствует воображаемому пересечению линий трения на выходе из рабочего колеса.

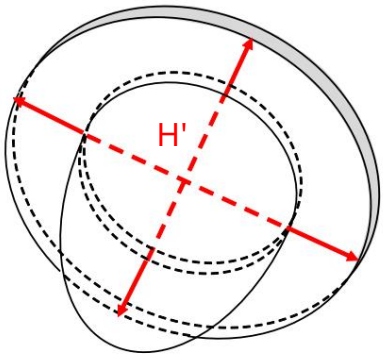


Рисунок 4. SCP, воображаемый радиальный узел.

Для реальной поверхности все эти условия могут возникать одновременно. На рис . 5 представлен пример КПП для кожухового рабочего колеса центробежного насоса со ступицей. В этом случае осевой поток на входе достигает ступицы и создает узел. Он не представлен на рисунке 5, поскольку не является SCP. Поверхность ступицы вызывает изменение направления потока с осевого на радиальное. Для изображения радиальных линий трения на поверхности ступицы на выходе из рабочего колеса добавляется воображаемый узел (N3 к воображаемым комбинациям седло-узел изолированной части корпуса (N1 , S1' и). Поток на бандаже соответствует S2'). ', H2',

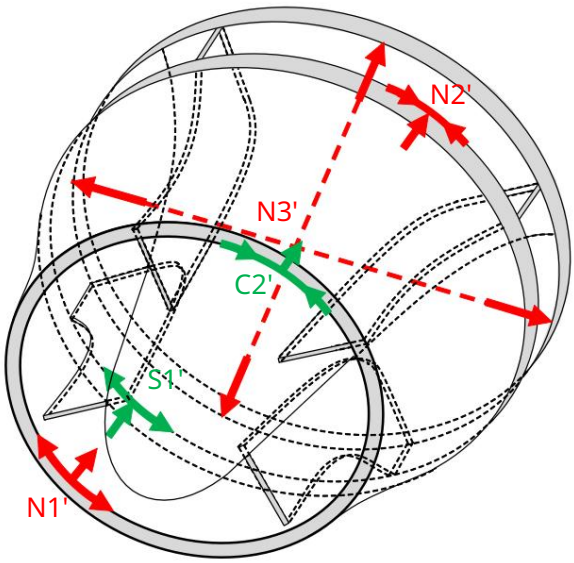


Рис. 5. SCP для закрытого рабочего колеса центробежного насоса со ступицей.

Кроме того, рекомендуемый SCP для анализа топологии каждой турбомашины представленная часть представлена в таблице 2.

Machine Translated by Google

Таблица 2. Рекомендуемая критическая точка разделения.

Часть турбомашин	Разделение критических точек (SCP)
Корпус, труба и безлопастной диффузор	Две воображаемые комбинации седло-узел.
Осевой ротор с носовой частью ступицы	Воображаемый узел вала (и другой узел вала, если ступица не находится в домене).
Центробежное рабочее колесо без кожуха без носика ступицы	Воображаемый узел вала (поскольку ступица не находится в домене) и воображаемый радиальный узел.
Закрытое центробежное рабочее колесо с носовой частью ступицы	Воображаемый радиальный узел и две воображаемые комбинации седло-узел (и еще один узел вала, если ступица не находится в области).
Осевой статор без носика ступицы	Узел вала (поскольку ступица не находится в домене) и две комбинации седло-узел.
Радиальный лопастной диффузор	Два радиальных узла и две седлоузловые комбинации.
Диффузор с параллельными опорами	Комбинация седло-узел (входной канал) и комбинация седло-узел b + 1 (выходные каналы).

3.3. Узлы застоя и выхода внутри области. Интересным

примером классического случая объекта, полностью погруженного в поток, является узел застоя, в котором восходящий поток воздействует на поверхность. Эта точка является источником линий трения кожи. Эти линии трения кожи сходятся к притягивающему узлу ниже по течению, где поток выходит из погруженного объекта.

Рассмотрим простой пример сферы, полностью погруженной в однородный поток. На обращенной к потоку стороне возникает точка застоя, образующая узел поверхностного трения, от которого расходятся линии трения (узел застоя). Таким же образом на противоположной стороне появляется узел трения кожи, к которому сходятся линии трения (выходной узел). По той же идее любой выступ общей формы внутри домена может содержать застой и/или выходной узел. В контексте турбомашиностроения лопатку можно интерпретировать как такой свес с критической точкой на передней кромке и точкой выхода на задней кромке. Более того, на кончике носовой части ступицы имеется точка застоя. Эти узлы являются физическими и должны быть подсчитаны. Следовательно, следует учитывать два узла на каждую лопасть, а также по одному узлу на каждую ступицу с носом внутри рассматриваемой области.

3.4. Периодичность

Стоимость численного моделирования на 360° в турбомашинах часто непомерно высока. В большинстве случаев периодичность в азимутальном направлении естественным образом существует и может использоваться для получения периодических решений путем воспроизведения поля потока, рассчитанного на одном канале. Однако в рамках топологического анализа необходима некоторая осторожность, чтобы правильно ограничить интересующую поверхность этим предположением и адаптировать правило топологии. При правильном применении периодичности выводы обо всей системе можно сделать на основе изучения одной периодической подобласти. Для поверхности рода 0 с предположением о периодичности по одному или

нескольким каналам наблюдаемую подобласть следует рассматривать как род-0. 0 поверхность.

Для связных ориентируемых замкнутых поверхностей, род которых строго больше нуля, вопрос периодичности можно решить, считая, что поверхность гомеоморфна одному или нескольким торам. Поверхность рода 1 гомеоморфна одному тору и не может быть расщеплена. Здесь этот случай соответствует только семейству «корпус, труба и беслопастной диффузор».
Это означает, что если целью моделирования является анализ отрыва потока на поверхности этого типа, область моделирования должна включать всю поверхность.

Для поверхностей рода b правильное разделение происходит только между двумя торами, как показано на рисунке 6. Род извлеченной поверхности соответствует количеству сохраненных торов. Все представленные выше поверхности рода b являются периодическими в азимутальном направлении, а количество торов соответствует числу межлезвийных каналов. Каждый тор затем формируется

Machine Translated by Google

место соединения поверхности напорной стороны лопатки, двух межлопаточных поверхностей кожуха и поверхности всасывающей стороны лопатки. Отметим, что, хотя физика потока нечувствительна к выбранной периодической схеме, именно это деление имеет решающее значение в контексте топологического анализа. Действительно, изолированная лопасть, ограниченная с обеих сторон, представляет собой поверхность рода 0, а изолированный межлопастной канал имеет род, равный единице (см. рисунок 6). Рассмотрение субдомена, сосредоточенного на лезвии, может быть заманчивым, но приводит к ложно

В случае «диффузора с параллельными опорами», где род равен b + 1, поверхность не является периодической. Однако плоскость симметрии между выходными каналами может существовать. Каждый выходной канал и входной канал могут быть представлены тором. Выходные торы затем сливаются с входным тором. Плоскость симметрии должна быть размещена в месте соединения выходных торов, соблюдающих геометрическую симметрию. Чтобы применить предположение симметрии, количество опор (b) должно быть нечетным, а род периодической подобласти равен (b + 1)/2. В противном случае весь домен придется сохранить.

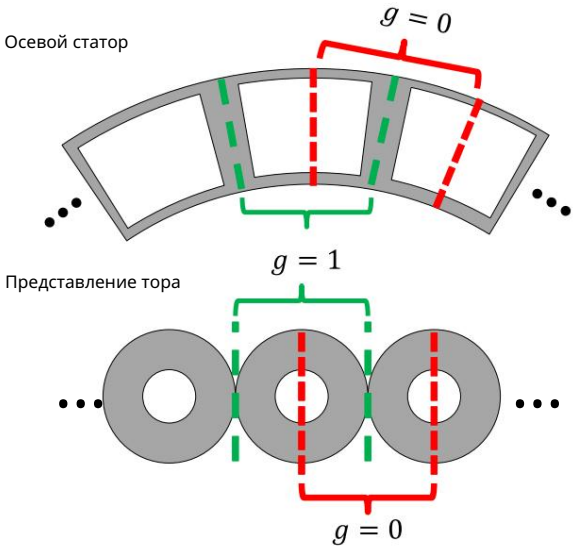


Рисунок 6. Правильное периодическое деление осевого статора. Зелёное деление верно как для определения рода, так и для области наблюдения. Красное деление верно только для области наблюдения.

Следующий момент, на который следует обратить внимание, — это распределение критических точек для проверки правила топологии. Следует различать три типа критических точек: внутри периодической области, из области расщепления подобласти (ППД) и на периодической граничной поверхности. Критические точки, расположенные внутри периодической подобласти, учитываются полностью. Количество этих критических точек на всей поверхности представляет собой просто периодическое повторение этой закономерности. SCP неделимы и имеют одинаковое количество для периодической подобласти и для всей поверхности . Критическая точка на периодической граничной поверхности считается половиной точки в периодической подобласти и одной для всей поверхности. Например, застойный узел на передней кромке лопасти считается полуузлом, если точка находится на периодической поверхности. Если критическая точка находится на двух периодических поверхностях, эта точка считается одной как в периодической подобласти, так и на всей поверхности. Классическим примером является застойный узел в ступице, принадлежащий двум периодическим поверхностям.

3.5. Применение правила

топологии. На этом этапе анализа известен род всей поверхности, определены SCP , количество застойных узлов. Периодичность применяется на поверхности анализа по топологическому правилу и распределению критических точек. Теперь следует проверить правильность правила топологии.

Если правило топологии проверено, полученная топологическая организация соответствует ситуации без отрыва потока. После этого эту организацию можно будет сравнить с реальным полем трения кожи, чтобы найти дополнительные критические точки. Если поле трения кожи

Machine Translated by Google

представляющий интерес показывает больше критических точек, чем подсчитанное до сих пор, поле течения имеет одну или несколько зон отрыва, и дополнительные критические точки связаны с этими зонами.

Если правило топологии не проверено, результирующая топологическая организация не является физической. Топологической организации, с разделением потоков или без него, необходимо проверить правило топологии. Первый этап — найти физическую топологическую организацию без разделения потока. В турбомашинах проблема часто возникает из-за застойных и выходных узлов лопатки, описанных в разделе 3.3. В этом случае, по опыту авторов, правило топологии выполняется за счет добавления двух седловых точек, представляющих поток, обтекающий лопасть в месте соединения лопасти со стенкой. Одна седловая точка расположена перед передней кромкой лопасти, другая - после задней кромки лопасти. После этого эту организацию можно будет сравнить с реальным полем трения кожи, чтобы найти дополнительные крити

Критические точки, характерные для зоны отрыва, возникают в седло-узле или седло-фокус-пары для соблюдения правил топологии.

Хитрость заключается в том, что критические точки отрыва потока могут взаимодействовать с критическими точками с точки зрения геометрии. Знание топологии без отрыва потока может помочь отличить критические точки различного происхождения.

Подчеркнем, что определение критических точек для заданного поля трения кожи является непростой задачей. Их можно обнаружить вручную, проверив области с низким значением трения.

Если необходимо исследовать большое количество полей трения кожи, можно использовать алгоритмы автоматического обнаружения [19]. Так обстоит дело, например, при характеристике нестационарности зоны отрыва .

4. Применение в промышленном радиальном диффузоре.

В рамках проекта Clean Sky 2 FLORA было выполнено моделирование больших вихрей (LES) промышленного центробежного компрессора. Компрессор был спроектирован и изготовлен компанией SAFRAN Helicopter Engines. Этот компрессор состоит из впускных направляющих лопаток, разделенного назад рабочего колеса без кожуха, радиального диффузора с разделенными лопатками и осевых выпускных направляющих лопаток. Благодаря естественной периодичности в азимутальном направлении область моделирования ограничена 1/3 машины. Сжимаемая LES была выполнена с использованием кода TurboAVBP, разработанного в CERFACS [20]. TurboAVBP — это парадигма с одной программой и несколькими данными, которая инкапсулирует два экземпляра неструктурированного массово-параллельного решателя LES AVBP. Оба домена ротора и статора запускаются одновременно в коде, а примитивные переменные интерполируются и заменяются с использованием сеток смещения с библиотекой CWIPI компании Onera [21]. Схема аналогична использованной в [22] , где конвективный оператор дискретизируется по схеме Лакса–Вендрофа (2-й порядок точности) и явным продвижением по времени [23]. Используется модель Sigma [24] Sub-Grid Scale (SGS), а ко всем границам твердого тела применяется стандартный логарифмический закон.

В данной статье рассматривается только радиальный диффузор с разделенными лопатками. Используемое поле потока представляет собой среднее значение нестационарных решений примерно за период в 10 оборотов. Чтобы упростить анализ, решение LES интерполируется из неструктурированной сетки с 114 миллионами ячеек в структурированную сетку с 6 миллионами ячеек. Двумерные линии тока в первых ячейках используются как правильная аппроксимация поля поверхностного трения. Они окрашены в соответствии с величиной скорости.

Выбранные условия эксплуатации близки к наилучшей эффективности и номинальной скорости. Как будет показано ниже, зоны разделения потока малы и оказывают ограниченное влияние на производительность. Этот случай легко анализируется и выбран для иллюстрации представленной методологии.

4.1. Определение рода поверхности

По таблице 1 род, соответствующий радиальному диффузору, равен числу основных и делительных лопастей b. Лезвия делителя учитываются по количеству лопастей (они соединены как со ступицей, так и с кожухом). Поверхность остается непрерывной, даже если поверхность разрезана между каждым лезвием на поверхности кожуха. Любой дополнительный разрез разделяет

Machine Translated by Google

поверхность на две части. Точное количество лезвий не может быть указано из-за промышленной собственности. Правило топологии здесь следующее:

$$\Sigma N \quad \Sigma S = 2 \quad 2g = 2 \quad 2b. \tag{4}$$

4.2. Разделение поверхности и критическая точка расщепления (SCP)

Согласно табл. 2, при извлечении радиального диффузора из комплектного компрессора образуются четыре СКП: два радиальных узла и две седлоузловые комбинации. Два радиальных узла излучают линии трения обшивки и расположены на поверхностях ступицы и бандажа на оси компрессора. Комбинации седло-узел расположены на круговой границе на поверхностях ступицы и бандажа. Эти комбинации седла и узла создают равное количество седловых и узловых точек и поэтому топологически нейтральны.

4.3. Узел стагнации внутри домена

На каждой лопатке имеется по два застойных узла. Таким образом, в полном диффузоре имеется являются 2b узлами.

4.4. Периодичность

Используя гомеоморфизм, радиальный диффузор эквивалентен b-тору. Каждый тор ограничен поверхностью всасывающей стороны лопатки, межлопаточными поверхностями бандажа и ступицы и поверхностью корытной стороны лопатки. Напомним, что существуют две разные геометрии лезвий: основное лезвие и разделительное лезвие. Следовательно, чтобы сохранить геометрическую периодичность, азимутальная периодичность применяется к 2-торам, а область анализа ограничивается стороной всасывания одной основной лопасти и стороной давления следующей основной лопасти. Область анализа включает обе стороны лезвия делителя, как показано на рисунке 7. Поверхность кожуха имеет низкую непрозрачность, чтобы можно было видеть внутреннее лезвие делителя. Следовательно, род этой подобласти равен g = 2, и правила топологии дают:

$$\Sigma N \quad \Sigma S = \quad 2. \tag{5}$$

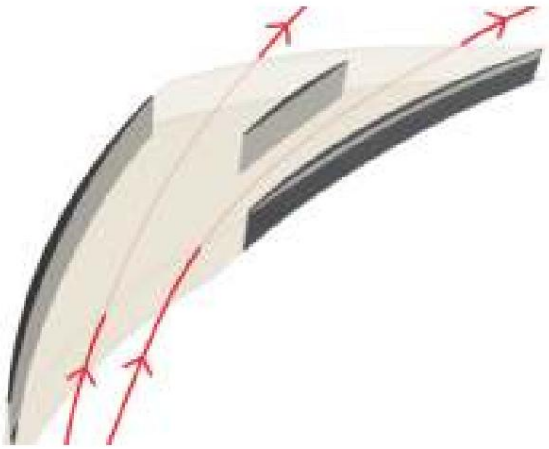


Рисунок 7. Трехмерное представление подобласти анализа. Поверхность кожуха имеет низкую непрозрачность. Красные стрелки обозначают направление потока.

4.5. Применение правила топологии.

С учетом предыдущих соображений периодическая подобласть содержит шесть узлов (два полуузла на стороне всасывания основной лопатки, два полуузла на стороне давления основной лопатки, два узла на лопатках делителя и два узла на SCP) и нет седловой точки (комбинации седла и узла SCP компенсируют себя и здесь не учитываются). В результате уравнение (5) не выполняется.

Анализ поля поверхностного трения у стенки показывает организацию течения вокруг каждой лопасти, как показано на рисунке 8. В середине передней кромки находится критическая точка.

Machine Translated by Google

(N1, рисунок 8) излучает линии трения. Они идут по бокам лезвия, к кончику лезвия и к основанию лезвия. Линии трения, идущие к хвостовику лопатки, создают зону противотока перед передней кромкой поверхности ступицы. Линии трения на поверхности ступицы, идущие сверху по потоку, отклоняются вокруг зоны противотока и образуют седловую точку (S1, рисунок 8). Линии трения, излучаемые S1 вокруг лопасти, собираются седловой точкой на задней кромке (S2, рисунок 8). Точка седла S2 излучает линии трения, идущие вниз по потоку и вдоль задней кромки. Аналогичная организация наблюдается на поверхности бандажа (S3 и S4, рисунок 8). Выходной узел (N2, рисунок 8) собирает линии трения кожи , выходящие из S2, S4 и N1.

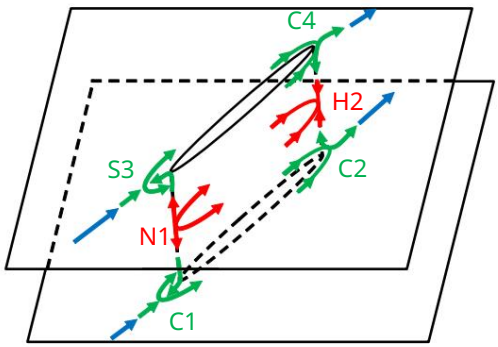


Рис. 8. Топология без отрыва ограниченной с обеих сторон поверхности лопатки.

По опыту авторов, для лопасти, ограниченной двумя поверхностями, такая топологическая организация является простейшей наблюдаемой конфигурацией и является симптомом потока, обходящего твердые объемы.

Подводя итог, можно отметить, что лезвию делителя приписаны четыре седловые точки и два узла. Поскольку областью анализа является межлопастной канал, рассматриваются две полуосновные лопатки , которым приписаны восемь полуседловых точек и четыре полуузла. Теперь , когда имеются два узла SCP, правило топологии (5) соблюдается.

Зоны отрыва потока до сих пор не были введены. Этот пример был выбран потому, что ожидается, что зоны отрыва потока будут небольшими. Поэтому легче разделить критические точки на связанные с геометрическим аспектом и возникающие из-за отрыва потока. Действительно, это различие часто является сложным, поскольку все критические точки могут взаимодействовать друг с другом. Анализ линий поверхностного трения выявил пять изолированных зон отрыва потока. На рисунке 9 представлены критические точки на поверхности ступицы. Критические точки, связанные с геометрическими аспектами, обозначенные зеленым цветом на рисунке 8, также обозначены зеленым цветом . В остальных критических точках обнаруживаются три зоны отрыва потока.

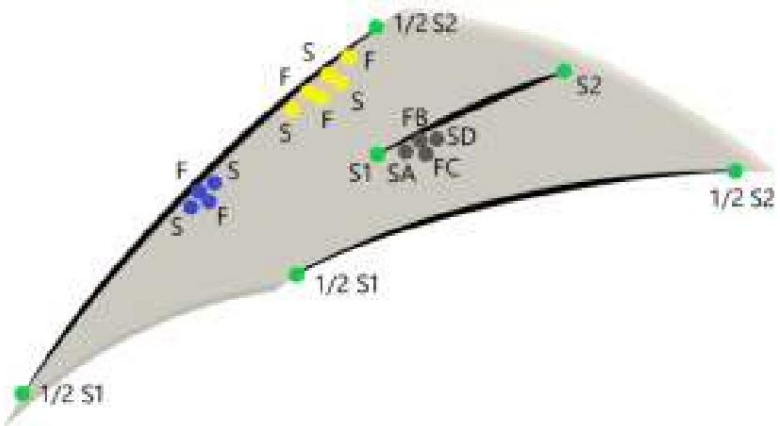


Рисунок 9. Расположение различных критических точек на поверхности ступицы.

Первый, обозначенный синим цветом, расположен на стыке всасывающей стороны основной лопатки и ступицы, примерно на середине хорды. Зона со схожими критическими точками

Machine Translated by Google

распределение наблюдается по углу поверхности бандажа. Второй, обозначенный желтым цветом, расположен ниже по течению от первого. В данном случае на бандаже такой зоны не наблюдается. Обе зоны разделения являются симптомами углового разделения. Действительно, в таком регионе На низкоэнергетическую жидкость из углового пограничного слоя действует неблагоприятный градиент давления.

Последняя зона обозначена серым цветом и расположена на всасывающей стороне ножа делителя. близко к переднему краю. Такая же топология наблюдается и на поверхности бандажа. Трение Линии на стороне всасывания сплиттера представлены на рисунке 10. В увеличении представлены распределение локальных критических точек на поверхности ступицы с двумя седловыми точками и двумя фокусами. Эта зона отрыва является симптомом местного нерасчетного падения потока вблизи ступицы. и саван. Такие условия течения можно объяснить проходным течением, возникающим в основной канал, отводящий поток пограничного слоя со стороны всасывания основной лопатки на напорную сторону соседнего. Кроме того, угловые зоны разделения на сторона всасывания (отмечена синим и желтым цветом, рис . 9) может вызвать эффект закупорки, что способствует к отклонению потока.

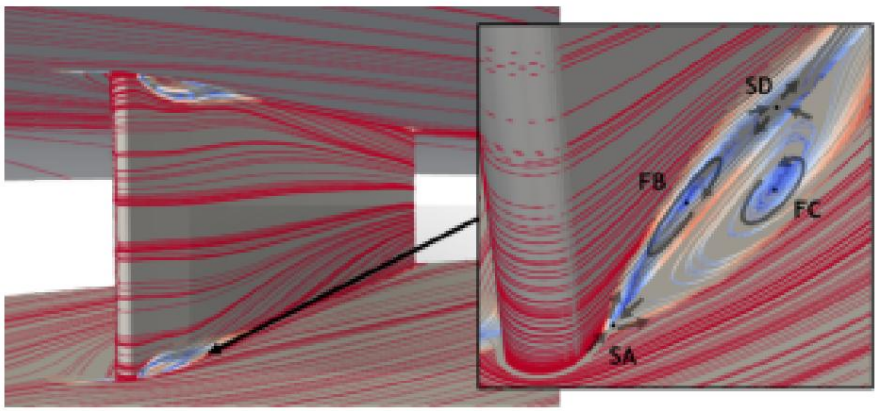


Рис. 10. Линии поверхностного трения, окрашенные в зависимости от величины скорости в первой ячейке. От минимума до максимум: от синего к красному.

Топологический анализ, а также анализ полей трения кожи позволяют охарактеризовать видимые критические точки в зависимости от их происхождения. Согласно методологии, представленной в этой статье, этот анализ может быть расширен за счет периодических подобласть к полному диффузору. В таблице 3 суммировано количество критических точек для обоих вариантов. домены. Подчеркнем, что уравнения (4) и (5) выполняются соответственно для периодическая и полная область.

Таблица 3. Перечень критических точек.

(а) Область анализа	Седло	Узел	Фокус
Из SCP *	0	2	0
Из застойного узла	0	4	0
С геометрической точки зрения	8	0	0
От отрыва потока	11	0	11
Общий	19	17	
(б) Полный диффузор	Седло	Узел	Фокус
Из SCP *	0	2	0
Из застойного узла	0	2 б	0
С геометрической точки зрения	4 б	0	0
От отрыва потока	11 (б/2)	0	11 (б/2)
Общий	4б + 11 (б/2)	2+2б+11(б/2)	

(*) Седло-узловые комбинации SCP компенсируют себя.

Machine Translated by Google

5. Выводы

В данной статье предлагается метод, позволяющий правильно инициировать анализ трехмерного отрыва потока с использованием критических точек. Этот метод учитывает особенности турбомашиностроения. Основными этапами этого анализа являются: • Определение рода поверхности

и правила топологии; • Определение критических точек расщепления (КПП) ,

вызванных изоляцией поверхности от всей системы; • Определение узлов застоя и выхода внутри домена, в частности, на передней и

задней кромке лопасти и на носовой ступице; • Сведение области анализа к меньшей подобласти, если существует естественная периодичность. Описаны последствия

для правила топологии и распределения критических точек ;

• Определение топологии без разделения потоков, которое соответствует правилу топологии. Затем выделяются области потока , которые имеют дополнительные критические точки, и их физическое происхождение можно проанализировать дальше.

Правило топологии — уникальный инструмент для поиска всех критических точек и выявления механизмов разделения потоков. Однако его следует использовать с осторожностью, поскольку правило ложной топологии может привести к ошибочным выводам. Этот метод помогает прояснить понятие рода даже для сложной геометрии и с ограничениями области определения и, следовательно, помогает правильно применять правило топологии. Наконец, как показано в анализе радиального диффузора, оценка топологии без отрыва представляется хорошей практикой для группировки критических точек с геометрического аспекта и из зоны отрыва пото

Вклад авторов: концептуализация PD с помощью JC и GM, расчет LES JD и анализ PD. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Этот проект получил финансирование от совместного предприятия Clean Sky 2 (JU) в рамках программы исследований и инноваций Европейского Союза Horizon 2020 в соответствии с грантовым соглашением № 820099.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Эта публикация отражает только точку зрения авторов, и JU не несет ответственности за любое использование содержащейся в ней информации.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Приложение А

Определение эйлеровой характеристики обычно выполняется по уравнению (1), которое справедливо в предположении анализа связной, ориентируемой, замкнутой поверхности. Для надежного использования определения связности (Определение A1), ориентируемого (Определение A2) и замкнутости (Определение A3) представлены ниже [11,12].

Определение A1. Цельная поверхность называется связной.

Определение A2. Связная поверхность называется ориентируемой, если она имеет две «стороны». Например, сфера и тор являются ориентируемыми поверхностями, а лента Мёбиуса — нет.

Определение A3. Замкнутая поверхность связна, без края (i) и компактна (ii). Например, сфера и тор являются замкнутыми поверхностями, а поверхность диска — нет.

я Граница — это набор точек, к которым можно приблизиться как изнутри, так и снаружи поверхности. Например, математический диск — это поверхность, имеющая границу, а сфера — нет.

ii Что здесь важно, поверхность называется компактной, если одновременно проверены два следующих свойства: – Ее можно вложить в коробку конечного размера. В этом случае множество называется ограниченным. Плоскость неограничена, поскольку она простирается во всех направлениях, но диск — это ограниченная поверхность.

Machine Translated by Google

– Он содержит все свои граничные точки. В этом случае множество называется закрытым. Следовательно, диск поверхность (не), содержащая ее границу, (не)замкнута.

Как следствие, закрытая поверхность не обязательно является закрытой поверхностью. С прагматической точки зрения поверхность диска, содержащая его границу, является замкнутой, но не замкнутой поверхностью.

Ссылки

1. Прандтль, Л. Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung; Тойбнер: Гейдельберг, Германия; Лейпциг, Германия, 1904 г.; п. 484.
2. Грейтцер, ЭМ-помпаж и вращающийся срыв в осевых компрессорах. Часть II: Экспериментальные результаты и сравнение с теорией. Дж. Инж. Власть 1976, 98, 199–211. [Перекрестная ссылка]
3. Дюкен, П.; Масиэль, Ю.; Дешен, К. Исследование разделения потока в диффузоре ламповой турбины. Дж. Жидкости Eng. 2016, 138, 011102. [CrossRef]
4. Маури, С.; Куэни, Дж.Л.; Авеллан, Ф. Разделение Верле-Лежандра в тяговой трубе гидравлической машины. Дж. Жидкости Eng. 2005, 126, 976–980. [Перекрестная ссылка]
5. Мённ-Локкоз, В.; Требинжак, И.; Пужоль, Н.; Дюкен, П. Обнаружение и анализ альтернативной структуры потока в радиальном лопастном диффузоре. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2020, 5, 2. [CrossRef]
6. Фике, Алабама; Обер, С.; Брандштеттер, К.; Буффаз, Н.; Веркутер, А. Акустический резонанс в осевом многоступенчатом компрессоре, приводящий к несинхронной вибрации лопаток. Я. Турбомах. 2021, 143, 091014. [CrossRef]
7. Лаканьина, Г.; Чайтанья, П.; Берк, Т.; Ким, Дж. Х.; Джозеф, П.; Ганапатисубрамани, Б.; Хашеминежад С.М. Механизмы профиля крыла шум вблизи стойловых условий. Физ. Ред. Жидкости 2019, 4, 123902. [CrossRef]
8. Мохан, PR; Прасад, CMV Исследование образования зоны рециркуляции закрученными потоками внутри конического воздуховода. В материалах Международной конференции и выставки газовых турбин ASME 1983 г., Финикс, Аризона, США, 27 марта 1983 г.
9. Делери, Дж. Топология трехмерных разделенных потоков: особые точки, светоделители и вихревые структуры; ISTE Ltd.: Лондон, Великобритания; Уайли: Хобокен, Нью-Джерси, США, 2013 г.
10. Докинз И.; Тейлор, Дж.; Оттави, Х.; Миллер Р. Нестационарная топология угловых разделений. В материалах ASME Turbo Expo 2021: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения, онлайн, 7–11 июня 2021 г. [CrossRef]
11. Манкрес Дж. Топология, 2-е изд.; Пирсон: Лондон, Великобритания, 2000 г.
12. Мэсси, У.С.; Уильям, С. Базовый курс алгебраической топологии; Тексты для аспирантов по математике; Спрингер: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1991. [Перекрестная ссылка]
13. Аббена, Э.; Саламон, С.; Грей, А. Современная дифференциальная геометрия кривых и поверхностей с помощью Mathematica; Чепмен и Холл/CRC: Бока-Ратон, Калифорния, США, 2006 г.; ISBN 978-1584884484.
14. Пуанкаре, Х. Академия наук (Франция), Министерство национального образования, Поль Аппель и Гастон Дарбу. Oeuvres de Henri Poincaré: Paris: Gauthier-Villars et Cie, 1916. Доступно в Интернете: http://archive.org/details/uvresdehenripoin03poin . (по состоянию на 7 января 2022 г.).
15. Хант, JCR; Абель, CJ; Петерка, Дж.А.; Ву, Х. Кинематические исследования обтекания свободных или установленных на поверхности препятствий; применение топологии для визуализации потока. Дж. Гидромеханика. 1978, 86, 179–200. [Перекрестная ссылка]
16. Лайтхилл, М.Дж. Присоединение и разделение в трехмерных потоках. В ламинарной границе; Теория слоев; Издательство Оксфордского университета: Оксфорд, Великобритания, 1963; стр. 72–82.
17. Тобак, М.; Пик, DJ Топология трехмерных отрывных потоков. Анну. Преподобный Fluid Mech. 1982, 14, 61–85. [Перекрестная ссылка]
18. Сурана А.; Грюнберг, О.; Халлер, Г. Точная теория трехмерного разделения потоков. Часть 1. Устойчивое разделение. Дж. Гидромеханика. 2006, 564, 57–103. [Перекрестная ссылка]
19. Депардон, С.; Лассер, Джей Джей; Бриззи, Ле; Боре, Дж. Автоматизированный метод классификации топологии для мгновенных полей скоростей. Эксп. Жидкости 2007, 42, 697–710. [Перекрестная ссылка]
20. Шенфельд Т.; Радьярд, М. Моделирование устойчивого и нестационарного потока с использованием гибридного решателя потока AVBP. АИАА Дж. 1999, 37, 1378–1385. [Перекрестная ссылка]
21. Дюшен, Ф.; Жоре, С.; Пуату, Д.; Кемере, Э.; Стаффельбах, Г.; Морель, Т.; Жикель, Л. Анализ высокоэффективной сопряженной теплопередачи с помощью муфты openpalm. В области вычислительной науки и открытий; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2015 г. [CrossRef]
22. Домбар, Ж.; Дюшен, Ф.; Жикель, Л.; Стаффельбах, Г.; Буффаз, Н.; Требинжак, И. Моделирование больших вихрей в трансзвуковой центробежной машине. компрессор. В цифровой коллекции Американского общества инженеров-механиков; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2018 г. [CrossRef]
23. Лакс, П.Д.; Вендрофф Б. Разностные схемы для гиперболических уравнений высокого порядка точности. Коммун. Чистое приложение. Математика. 1964, 17, 381–398. [Перекрестная ссылка]
24. Нику, Ф.; Тода, Х.Б.; Кабрит, О.; Бозе, С.; Ли, Дж. Использование сингулярных значений для построения модели в масштабе подсетки для моделирования больших вихрей. Физ. Жидкости 2011, 23, 085106. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Оптимизация аэродинамических конструкций лопаток турбин с использованием CFD и модели нейронных сетей

Чао Чжан * и Мэттью Джейнвей

Программное обеспечение Siemens Digital Industries, Сайпресс, Калифорния 90630, США;
matt.janeway@siemens.com * Адрес для переписки: chao.zhang1@siemens.com

Аннотация: Методы оптимизации широко применяются при аэродинамическом проектировании лопаток газовых турбин. Хотя применение оптимизации к высокоточному моделированию вычислительной гидродинамики (CFD) доказало свою способность повысить производительность инженерного проектирования, проблемой было преодоление длительного времени выполнения из-за дорогостоящих вычислений CFD. Модели пониженного порядка, а в последнее время и методы машинного обучения все чаще используются в исследованиях газовых турбин для прогнозирования показателей производительности и эксплуатационных характеристик, моделирования турбулентности и оптимизации конструкций. Применение методов машинного обучения позволяет использовать существующие знания и наборы данных из различных источников, таких как предыдущие эксперименты, CFD, моделирование с низкой точностью, 1D или исследования на системном уровне . В настоящем исследовании рассматривается внедрение модели машинного обучения, которая использует такие данные в высокоточный процесс оптимизации, основанный на CFD, и, следовательно, эффективно сокращает количество необходимых оценок модели CFD. Модели искусственной нейронной сети (ИНС) были обучены на данных более чем трех тысяч двумерных (2D) CFD-анализов Обученные модели ИНС затем использовались в качестве заменителей в процессе вложенной оптимизации наряду с полным трехмерным CFD-моделированием Навье-Стокса. Гораздо более низкая стоимость оценки

Модель ANN позволяет проводить десятки тысяч оценок конструкции для поиска лучших профилей лопастей, которые будут использоваться в более дорогих и высокоточных расчетах CFD, улучшая ход оптимизации и одновременно сокращая необходимое время вычислений. Подсчитано, что текущий рабочий процесс обеспечивает пятикратное сокращение времени вычислений по сравнению с процессом оптимизации, основанным только на трехмерном (3D) CFD-моделировании. Методика продемонстрирована на лопатках турбины высокого давления NASA/General Electric Energy Efficient Engine (E3) и выявила конструкции передней части Парето с улучшенной эффективностью и мощностью лопаток по сравнению с базовым уровнем. Количественный анализ данных оптимизации показывает, что некоторые параметры конструкции в настоящем исследовании оказывают большее влияние, чем другие, такие как угол наклона и коэффициент масштабирования наконечника. Изучение оптимизированных конструкций также дает понимание физики, показывая, что оптимизированные конструкции имеют меньший перепад давления вблизи задней кромки, но имеют более раннее начало падения давления на поверхности со стороны всасывания по сравнению с базовой конструкцией, что способствует наблюдаемое улучшение эффективности и мощности.

Ключевые слова: CFD; оптимизация; аэродинамика; газовые турбины; машинное обучение; нейронные сети

check for updates

Цитирование: Чжан, К.; Джейнвей, М. Оптимизация аэродинамических конструкций турбинных лопаток с использованием моделей CFD и нейронных сетей. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 20. https://doi.org/10.3390/ijtpp7030020.

Академический редактор: Том Верстрете

Поступила: 25 апреля 2022 г.
Принято: 28 июня 2022 г.
Опубликовано: 30 июня 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

В настоящем исследовании применяются методы машинного обучения для оптимизации аэродинамики лопаток турбины на основе CFD . Будет рассмотрена литература по методам оптимизации и машинного обучения, используемым в исследованиях газовых турбин, а затем будет дано краткое изложение мотивации настоящей работы.

Численная оптимизация широко используется при проектировании и анализе газовых турбин . В некоторых более ранних исследованиях были изучены конкретные алгоритмы оптимизации, позволяющие использовать модели с более низкой точностью для достижения быстрого времени оптимизации. В одном исследовании по оптимизации аэродинамического крыла использовалась аппроксимация и оптимизация управления мод

Machine Translated by Google

метод включения моделей низкой точности, более дешевых в вычислительном отношении с периодическим обращением к более дорогим моделям с более высокой точностью, что приводит к трехкратной экономии времени оптимизации [1]. Другое исследование приняло аналогичную концепцию, используя подход доверительной области для чередования точных моделей с более дешевыми суррогатными моделями во время итераций оптимизации [2]. Эти методы демонстрируют возможность получения оптимизированных решений при ограниченном вычислительном бюджете за счет включения суррогатных моделей меньшей точности. В последние годы все большее число исследований по оптимизации основывается на использовании параметрических моделей CFD. При оптимизации канала охлаждающей жидкости лопатки NASA C3X различные конструкции неоднократно оценивались с помощью CFD [3]. При исследовании морской турбины высокого давления [4] десять конструктивных параметров, управляющих конструкциями многорядного пленочного охлаждения, были встроены в CFD-модель и оптимизированы на основе генетического алгоритма недоминируемой сортировки. Многочисленные исследования были также проведены на сверхкритических паровых турбинах [5,6], в которых аэродинамическая эффективность лопаток была оптимизирована с использованием 2D и 3D CFD-моделирования, основанного на коммерческом алгоритме оптимизации Sherpa компании Siemens Simcenter HEEDS. Стратегия совместной оптимизации на основе CFD была представлена в [7], где демонстрируется рабочий процесс объединения различных дисциплин во вложенный цикл оптимизации для проведения аэродинамической и термической оптимизации параллельных лопастей. Помимо совершенствования конструкции турбинных лопаток, оптимизация применяется и для улучшения работы газотурбинных двигателей, например, для поиска оптимальных параметров настройки клапанов, позволяющих снизить расход топлива [8].

С развитием информатики и хранения данных наблюдается рост интереса к применению методов машинного обучения при проектировании газовых турбин.
Одной из областей таких приложений, вызывающих повышенный интерес, является прогнозирование ключевых показателей производительности с использованием моделей, обученных на входных данных, полученных в ходе прошлых симуляций или экспериментов. В более раннем исследовании [9] температура на выходе и массовый расход топлива при различных условиях эксплуатации одновальной газовой турбины мощностью 255 МВт были спрогнозированы путем построения трехслойной нейронной сетевой модели. Другое применение модели искусственной нейронной сети (ИНС) было замечено в исследовании пленочного охлаждения турбины для прогнозирования мгновенного распределения температуры вдоль поверхности лопатки, а также эффективности охлаждения [10]. В другом исследовании силовой установки реактивного двигателя [11] был разработан метод машинного обучения , сочетающий физическое и основанное на измерениях моделирование, который использовался для проведения профилактического обслуживания и диагностики неисправностей. Методы машинного обучения были также применены к военному турбореактивному двигателю Viper 632-43 для прогнозирования температуры выхлопных газов с использованием моделей, обученных на данных, собранных из программы моделирования газовой турбины [12]. Помимо прогнозирования отдельных инженерных показателей, машинное обучение также используется для прогнозирования величин поля, представляющих более сложную физику. Метод с использованием деревьев с градиентным усилением был использован для разработки моделей аэродинамических нагрузок на вибрирующие лопатки турбины и продемонстрировал хорошее соглас
В другом исследовании распределение давления на поверхности турбины было спрогнозировано с использованием моделей трансферного обучения, которые переносят знания из крупномасштабного, но низкоточного набора данных в мелкомасштабный, но высокоточный набор данных, который, как было показано, имеет низкую ошибку прогнозирования при сниженных затратах. [14]. Машинное обучение также применялось для прогнозирования рабочих характеристик газотурбинных двигателей с использованием данных электростанций в реальном времени для разработки нейронных сетей [15,16]. В дополнение к вышеупомянутым приложениям также изучалось машинное обучение для разработки моделей замыкания турбулентности. В одном исследовании смешивания следа было продемонстрировано, что модель машинного обучения устойчива к нескольким различным условиям эксплуатации при интеграции в RANS CFD-модель турбины низкого давления [17]. В обзорной статье о методах машинного обучения в науке и технике особо подчеркивается необходимость в интерпретируемых, обобщаемых, расширяемых и сертифицируемых методах машинного обучения для критически важных с точки зрения безопасности приложений [18].

Недавние работы также были сосредоточены на использовании машинного обучения, встроенного в процедуры оптимизации конструкции. При оптимизации рабочего колеса центробежного компрессора [19] модель ANN была впервые разработана с использованием данных CFD и FEA из исследования Design of Experiment (DOE) . Затем модель ИНС была применена в процедуре оптимизации, в результате чего

Machine Translated by Google

Увеличение изэнтропического КПД на 1 % и снижение напряжения на лопастях на 10 %. В другом исследовании , посвященном резному кончику лезвия [20], было проведено 55 прогонов CFD для создания метамоделей ИНС, которые затем использовались в программе генетического алгоритма для оптимизации формы кончика лезвия. В исследовании по оптимизации поверхности управления ракетой [21] машинное обучение, обучение с подкреплением и трансферное обучение были интегрированы в процедуру оптимизации и использовали CFD в итерациях оценки. В другом исследовании двумерной оптимизации профиля [22] была обучена глубокая сверточная генеративно-состязательная сеть, которая была встроена в качестве суррогатной модели в структуру оптимизации. В еще одном исследовании компактного ротора турбины [23] модели машинного обучения были обучены и использованы для оптимизации эффективности и крутящего момента на основе алгоритма многокритериальной оптимизации на основе градиента. Помимо использования моделей машинного обучения при оптимизации, в нескольких исследованиях CFD и оптимизации модели машинного обучения сравнивались с моделями поверхности отклика (RSM). В исследовании оптимизации аэроциклона [24] делается вывод, что ИНС предлагает альтернативный и мощный подход к методам поверхности отклика для моделирования падения давления в циклоне, сравниваемый с экспериментальными данными. В другом исследовании моделирования и оптимизации перфорированной перегородки, используемой для охлаждения канала лопатки турбины [25], было обнаружено, что методы ANN и RSM способны прогнозировать значения коэффициента трения и числа Нуссельта, хотя в этом исследовании метод RSM работал немного лучше, чем ANN. В более недавнем исследовании по оптимизации циклонов также были протестированы RSM и несколько моделей машинного обучения. Модель нейронной сети GMDH оказалась лучшей и была выбрана для процесса оптимизаци

Как обсуждалось в приведенной выше литературе, оптимизация с использованием высокоточного моделирования CFD может обеспечить точные и реалистичные оптимальные конструкции в целом. Хотя использование нейронной сети в качестве суррогата для замены оценок CFD в цикле оптимизации может значительно сократить время вычислений, фундаментальная проблема заключается в том, что модель нейронной сети является моделью с более низкой точностью по сравнению с моделированием CFD, и, следовательно, она может не быть столь же точным, как CFD, при прогнозировании определенных вариантов конструкции, необходимых для процесса оптимизации. Кроме того, модели нейронных сетей также можно обучать на основе ранее доступных наборов данных, полученных в результате различных исследований, таких как данные 1D и 2D моделирования, а также экспериментальных данных, все из которых приведут к тому, что нейронная сеть станет моделью уменьшенного порядка по сравнению с 3D CFD. . Таким образом, если полагаться исключительно на нейронную сеть, когда необходима точность прогнозирования, это может привести к ошибочным результатам. В настоящем исследовании представлен вложенный рабочий процесс оптимизации, который может одновременно использовать как нейронные сети, так и высокоточное 3D-моделирование CFD, чтобы обеспечить детальное изучение каждого «лучшего» проекта с помощью инструмента CFD. Внедрение нейронной сети в процесс оптимизации позволяет более чем на 70% сократить количество оценок CFD и, таким образом, значительно снизить вычислительные затраты по сравнению с процессом, основанным исключительно на моделировании CFD. Методология демонстрируется посредством аэродинамической оптимизации с использованием перестроенной модели лопатки турбины высокого давления NASA/C

2. Методология

Модели искусственной нейронной сети используются вместе с 3D-моделированием CFD в процедуре численной оптимизации для улучшения аэродинамических характеристик лопатки турбины. Модели ИНС обычно обучаются с использованием больших наборов данных, полученных в результате предыдущих экспериментальных или численных исследований. В компаниях/организациях, которые проводят НИОКР по инженерным проектам, эти наборы данных обычно доступны из предыдущих исследований. В настоящем исследовании предлагается методология использования существующих знаний из предыдущих исследований для обучения моделей ИНС, а затем использования моделей ИНС в процессе оптимизации конструкции на основе CFD . Набор данных из ранее опубликованной работы получен для проведения обучения моделированию ИНС в настоящем исследовании. Общая структура методологии исследования показана на рисунке 1, который иллюстрирует, как создаются различные модели/инструменты анализа, необходимые для процесса оптимизации. Во-первых, данные были получены из предыдущего исследования [7], содержащего 3204 оценки конструкции CFD различных 2D профилей лопаток турбины. Показатели производительности , включая эффективность и мощность, были выбраны в качестве целевых показателей, а геометрические параметры лопастей служили входными признаками для обучения моделей ИНС. Гиперпараметры ИНС

Machine Translated by Google

впоследствии были оптимизированы. Профили поперечного сечения лопаток были параметризованы с использованием метода преобразования формы класса (CST) [30]. Используя двухмерный профиль поперечного сечения лопатки, была создана трехмерная CAD-геометрия лопатки с дополнительной параметризацией, позволяющей варьировать дальнейшие преобразования конструкции, такие как толщина, скручивание и наклон. Затем геометрия лопасти CAD была использована для создания 3D-модели CFD Рейнольдса Усреднения Навье-Стокса (RANS), которая рассчитывает поле потока в одном проходе лопасти. После независимой разработки моделей ANN и 3D CFD-моделирования они интегрируются во вложенную процедуру оптимизации для повторной оценки различных вариантов конструкции лопасти с целью оптимизации параметров конструкции. В процессе вложенной оптимизации выполняется внутренний цикл оптимизации с использованием моделей ИНС для улучшения профиля поперечного сечения лопасти . В каждой итерации глобальной оптимизации лучший профиль лопасти выбирается на этапе внутренней оптимизации для создания 3D-модели лопасти CFD с дополнительными параметрами, такими как коэффициенты масштабирования, углы поворота и наклона. Целью оптимизации является повышение эффективности и мощности лезвия. Подробности процесса оптимизации будут обсуждаться позже в этой главе.

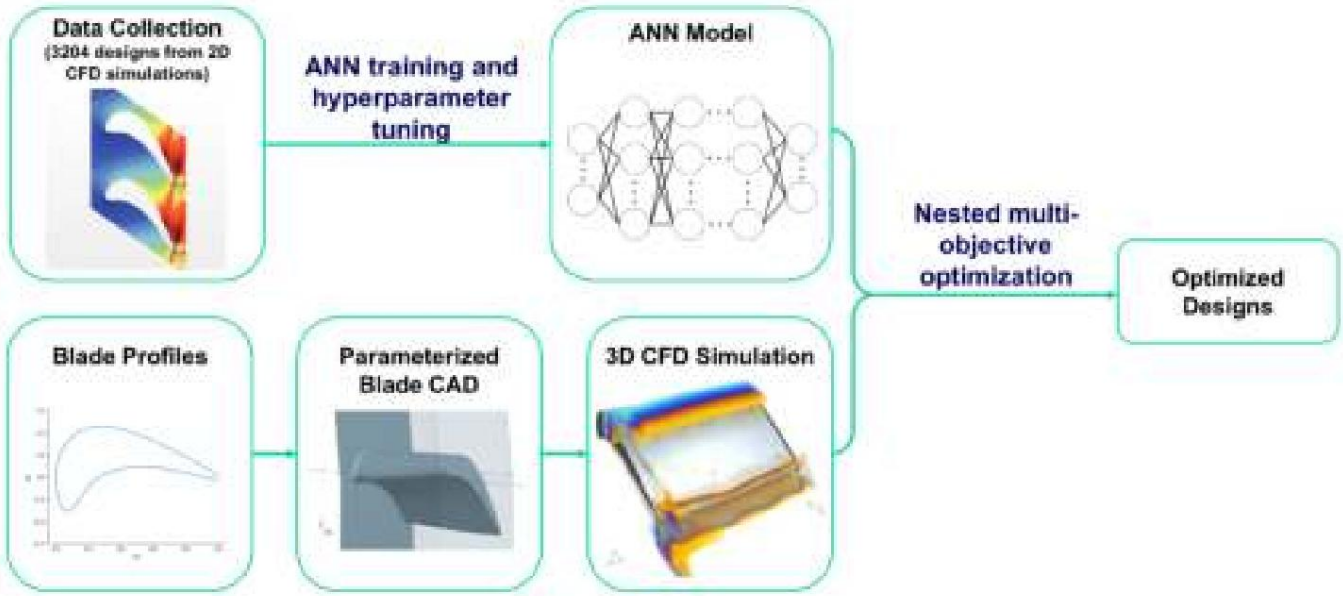


Рисунок 1. Общая структура методологии исследования. (Данные 2D CFD были собраны из предыдущего исследования [7].)

2.1. Искусственная нейронная сеть

Набор данных, представляющий различные варианты дизайна результатов 2D аэродинамической CFD, был получен из предыдущего исследования [7] и использован для обучения моделей ИНС. В наборе данных представлены конструкции лопаток и параметры производительности для 3204 конструкций. Входные параметры для моделей ИНС включают 20 параметров конструкции лопастей. Эти параметры являются весовыми коэффициентами, используемыми методом CST [30] для контроля изменений профиля лопасти. В соответствии с методом CST эти весовые коэффициенты умножаются на полиномы Бернштейна для определения функции формы, а затем затем умножаются на функцию класса для определения аэродинамического профиля лопасти. Полином Бернштейна 9-го порядка считался достаточно гибким для целей исследования [7] , и этот выбор повторяется здесь, в результате чего получается 10 расчетных параметров для каждой стороны всасывания и нагнетания лопасти: {wu,1, wu, 2, . . . , wu,10} и wl,1, wl,2, . . . , wl,10 . Эти 20 параметров используются в качестве входных моделях ИНС { качестве выходных характеристик в параметров использовались две ,, ,,..., ,} метрики производительности в наборе данных: изэнтропическая эффе

Machine Translated by Google

и выходная мощность, для которой были разработаны две модели ИНС соответственно. Эффективность и мощность определяются на основе величин энтальпии потока следующим образом:

$$\eta = \frac{\text{привет} \quad \text{хо}}{\text{привет} \quad \text{хо, Айсен.}}, \tag{1}$$

$$\text{Pow} = \quad h = \text{привет} \quad \text{хо} \tag{2}$$

Для построения моделей ИНС использовался Keras API для TensorFlow [31] . Принимая во внимание различное распределение данных по эффективности и мощности, а также надежность модели для каждой из этих двух величин была построена отдельная модель ИНС.
После некоторых предварительных испытаний моделей ИНС с 5, 6 и 7 слоями были созданы 7 и 6 слоев. построены соответственно в моделях ИНС, представляющих эффективность и мощность.
Выбор количества слоев ИНС обычно различается в разных задачах. Это будет показано, что ошибки прогнозирования находятся в пределах допустимого диапазона для выбранного количества слоев и что ошибки будут дополнительно уменьшены за счет оптимизации гиперпараметров модели. Первый уровень каждой модели ИНС имеет 20 входов, представляющих вход блейда. функции (веса CST), а последний уровень имеет один выход: эффективность или мощность.
Количество нейронов в скрытых слоях каждой ИНС, а также других топологических и параметры обучения были оптимизированы в отдельном процессе оптимизации гиперпараметров.
В качестве отправной точки для этого процесса были установлены гиперпараметры для каждой модели ИНС. используя значения, указанные в первых двух столбцах таблицы 1.

Таблица 1. Гиперпараметры исходной и оптимизированной моделей ИНС.

Гиперпараметры	Начальная ИНС для эффективности	Начальная ИНС для власти	Оптимизированная ИНС для эффективности	Оптимизированная ИНС для власти
Количество нейронов-уровень 2	20	20	5	23
Количество нейронов-слой 3	40	40	35	15
Количество нейронов-слой 4	20	20	53	36
Количество нейронов-слой 5	10	5	50	42
Количество нейронов-слой 6	5	–	62	–
Функция активации — уровень 2	релу	релу	релу	селу
Функция активации — уровень 3	релу	релу	сигмовидная кишка	софтмакс
Функция активации — уровень 4	релу	релу	элу	элу
Функция активации — уровень 5	релу	релу	элу	софтмакс
Функция активации — уровень 6	релу	–	софтмакс	–
Скорость обучения	0,001	0,001	6,4895 × 10 5	1,47285 × 10 3
Количество эпох	200	200	6123	4000

Чтобы улучшить прогностическую эффективность ИНС, гиперпараметры были оптимизированы с использованием коммерческого инструмента оптимизации Siemens HEEDS и его алгоритма Шерпа [32].
Схема процесса оптимизации представлена на рисунке 2. Оптимизатор неоднократно настраивает все гиперпараметры моделей ИНС, перечисленных в индексном столбце таблицы 1.
с целью минимизировать ошибку тестирования модели на отложенном наборе тестовых данных. В каждом цикл оптимизации, набор данных случайным образом разбивается на обучающий и тестовый набор с соотношением 95/5. Обучающий набор используется для обучения модели ИНС. Процесс обучения предполагает типичная процедура обратного распространения ошибки с разделением обучающего набора 80/20 на несколько эпохи с помощью оптимизатора ADAM TensorFlow. После завершения этапа обучения
Затем производительность модели оценивается по сравнению с отложенным набором тестов. Ошибка оценки – это передается обратно решателю оптимизации для настройки гиперпараметров для следующего цикла. А
Всего при оптимизации каждого из двух было выполнено 240 итераций.
ИНС. Число оценок, 240, было основано на передовой практике алгоритма Шерпы [32].
который рекомендует, чтобы количество оценок примерно в 10 раз превышало количество входных данных.
переменные для одноцелевых задач оптимизации благодаря гибридным и адаптивным методам, используемым в алгоритме. При оптимизации ИНС необходимо указать 12 гиперпараметров.

Machine Translated by Google

оптимизирован, и поэтому в соответствии с передовой практикой требуется не менее 120 оценок. Учитывая относительно быстрое время выполнения процесса обучения ИНС по сравнению со временем выполнения 3D CFD, это число оценок дополнительно увеличивается вдвое до 240, чтобы обеспечить лучшую точность.

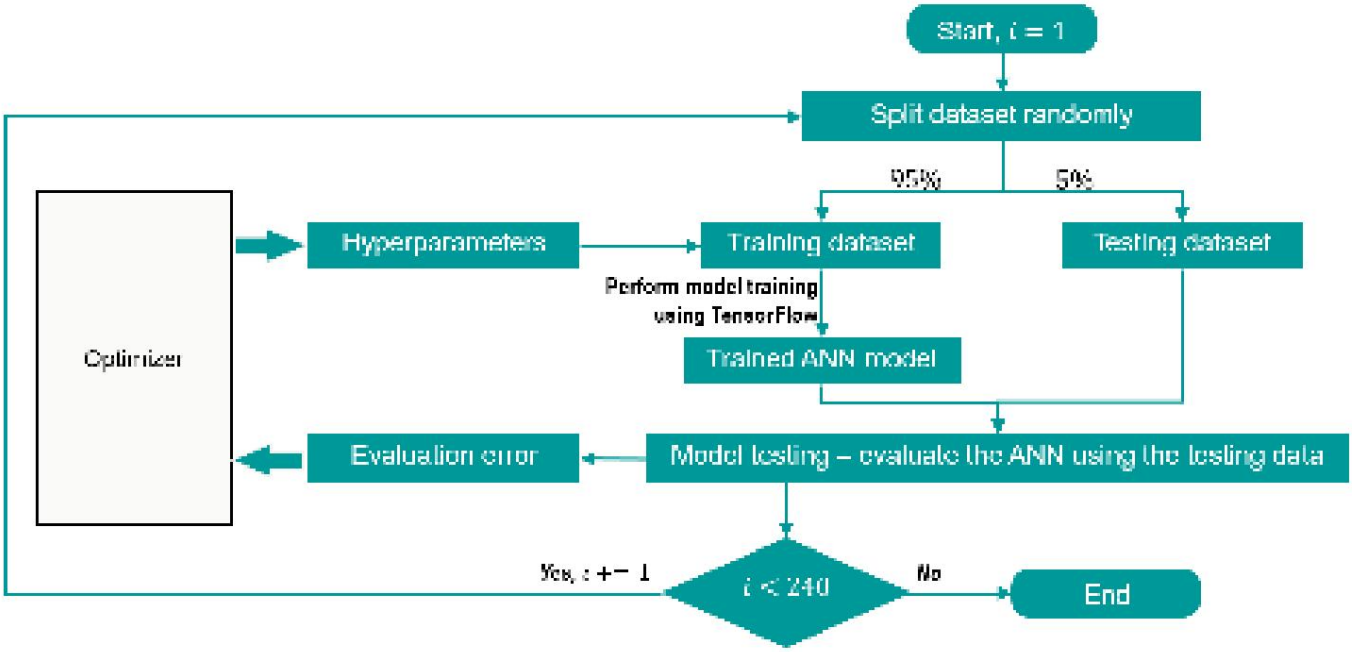


Рисунок 2. Схема оптимизации модели ИНС.

Оптимизированные гиперпараметры получены и представлены в двух последних столбцах таблицы 1. После оптимизации ошибки оценки эффективности и мощности сократились соответственно с 0,33% до 0,10% и с 0,43% до 0,10%. Производительность исходной и оптимизированной моделей ИНС также исследуется путем сравнения прогнозируемых значений с истинными значениями из тестового набора, показанного на рисунке 3. Замечено, что оптимизированные модели ИНС приводят к лучшему согласованию между прогнозируемыми значениями и истинными значениями. значения, а также более узкие полосы ошибок прогнозирования на графиках гистограмм. На рисунке 3 также видно, что смещение оптимизированной ИНС по эффективности было значительно уменьшено, поскольку точки данных равномерно распределены по обе стороны от линии единичного наклона, показанной на втором подграфике. Это согласуется с гистограммами ошибок прогнозирования на рисунке 4, которые показывают, что как смещение, так и пропускная способность ошибок были улучшены в оптимизированных моделях ИНС. Оптимизированные модели ИНС используются в последующем процессе оптимизации лезвий в этом исследовании. Скрипты Python для обучения моделей ИНС с оптимизированными гиперпараметрами представлены в [33]. Время процессора для обучения отдельной ИНС во многом зависит от количества эпох. В настоящем исследовании время ЦП для обучения моделей ИНС, представляющих эффективность и мощность с соответствующими оптимизированными гиперпараметрами, составило 14,3 минуты и 8,5 минуты соответственно. Общее время вычислений для оптимизации гиперпараметров этих моделей ИНС составило соответственно 13,07 часа и 11,65 часа. Данная оптимизация проводилась на основе параллельного выполнения 10 обучающих моделей одновременно с использованием 6-ядерного процессора.

Machine Translated by Google

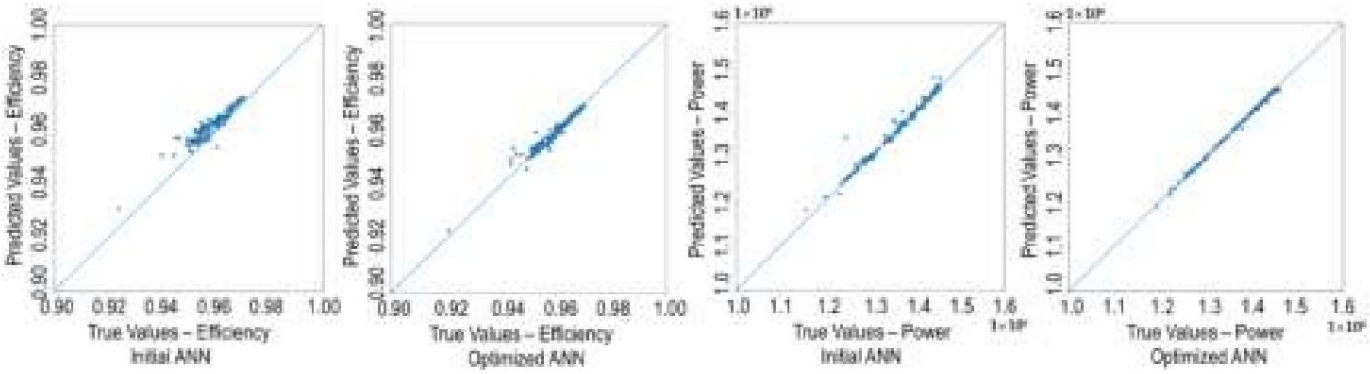


Рисунок 3. Прогнозируемые и истинные значения исходной и оптимизированной моделей ИНС.

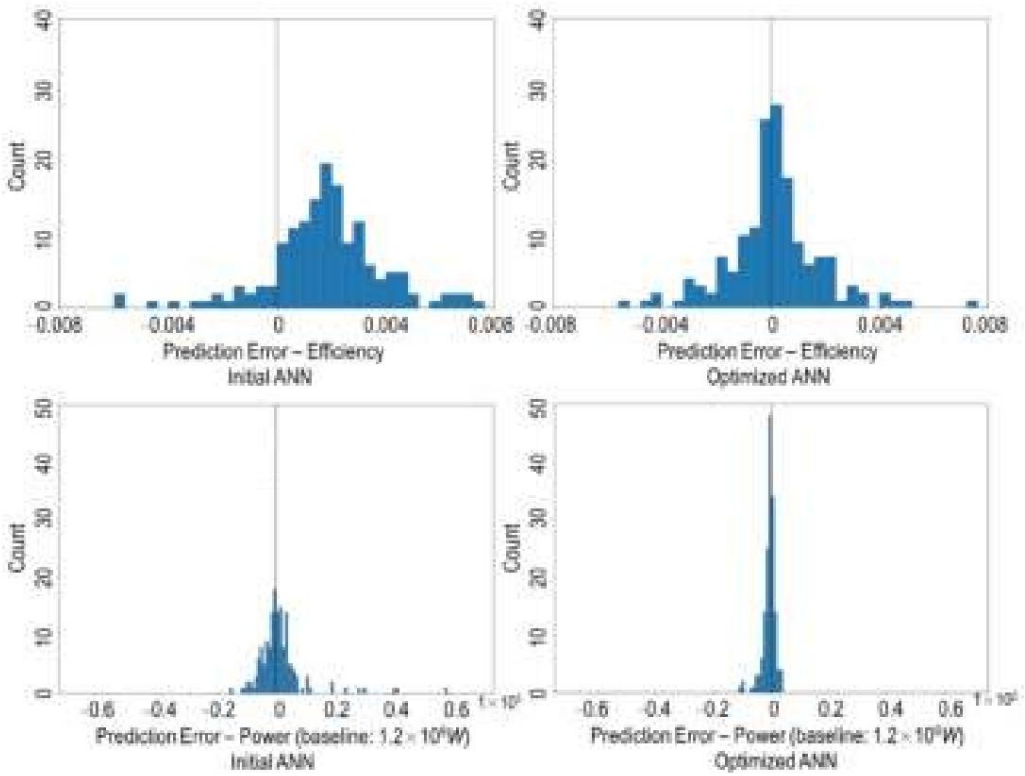


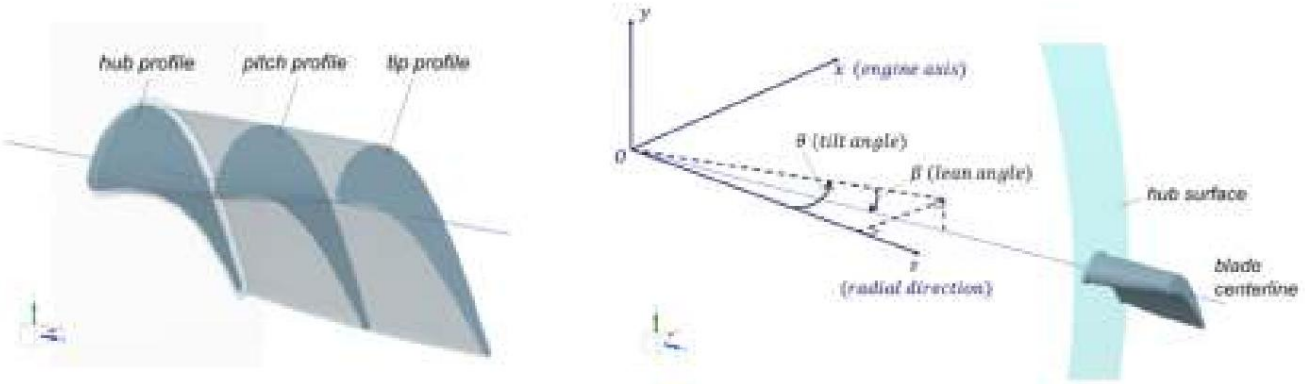
Рисунок 4. Гистограммы ошибок прогнозирования исходной и оптимизированной моделей ИНС.

2.2. Параметрическая модель лезвия CAD и CFD

Первоначальная модель лопатки турбины CAD была построена путем адаптации профилей лопаток турбины высокого давления E3. Используя координаты лопасти несущего винта первой ступени, предоставленные в трех местах по размаху [27] — ступице (12,693 дюйма), шаге (13,571 дюйма) и законцовке (14,41 дюйма), — и учитывая угол входящего потока [28,29], 3D Модель САПР была построена путем лофтинга этих профилей поперечного сечения, как показано на рисунке 5a, чтобы обеспечить базовый случай. Применяя ту же философию лофтинга поперечных сечений и в то же время используя метод CST для определения профиля поперечного сечения [27], параметризованная модель лопасти CAD была создана для исследования оптимизации конструкции. Сначала метод CST создает базовый профиль поперечного сечения, который используется в качестве шагового профиля. Метод CST позволяет изменять базовый профиль при оптимизации конструкции посредством манипулирования 20 весовыми параметрами {wu,1, wu,2, . . . , wu,10} и wl,1, wl,2, . . . , wl,10 . Затем базовый профиль масштабируется для создания { ,, ,,..., ,} профилей ступицы и кончика. В процессе масштабирования углы закручивания и длины хорд профилей ступицы и кончика соответствуют их аналогам оригинальной лопасти E3; К нижнему и верхнему профилям были применены дополнительных коэффициента масштабирования, ξhub,l , { ,, ,, ξhub,u, ξtip,l, ξtip,u ,,}

Machine Translated by Google

секций ступицы и наконечника соответственно, чтобы обеспечить небольшие изменения толщины секций ступицы и наконечника для их оптимизации. Диапазоны этих изменений определены консервативно, исходя из практических соображений исходной формы лопаток двигателя E3. В целом масштабирование позволяет сделать профиль втулки толще, а профиль наконечника — тоньше . Наконец, угол наклона θ и угол наклона β также были встроены в модель САПР для последующей оптимизации. На основе обратного инженерного исследования, анализирующего различные геометрии лопаток двигателя [34], в ходе оптимизации угол наклона может варьироваться от 0 до 0,164 , а угол наклона - от -0,086 до 0,086 , . Схематическое изображение этих углов показано на рисунке 5б.



(а) (б)

Рисунок 5. Схема геометрии лопасти: (а) геометрия лопасти, адаптированная на основе координат профиля E3; (б) схематическое изображение углов лезвия.

С использованием 3D-лопасти была разработана CFD-модель однолопастного прохода с использованием мультифизического пакета Siemens Simcenter STAR-CCM+. Уравнения непрерывности, импульса и переноса энергии жидкости решаются с использованием связанного решателя (на основе плотности) в соответствии с подходом конечного объема со схемой дискретизации против ветра 2-го порядка на многогранной сетке. Модель SST K-Omega Ментера [35] с обработкой всех y+ используется как замыкание модели турбулентности. Обработка всех стенок y+ регулирует применение функции стенки турбулентности на основе локального значения y+ пристеночной ячейки сетки. Моделирование CFD было выполнено с использованием условий испытаний. Следуя условиям испытаний ротора двигателя E3 и методам 2D CFD из исследований НАСА [28,29], общее давление 344 777 Па и общая температура 709 K использовались в качестве граничных условий на входе, в то время как атмосферное давление 101 325 Па было определяется на выходе. Те же граничные условия, представляющие условия испытаний двигателя, также применялись в предыдущем моделировании 2D CFD в [7]. (Эти наборы данных 2D CFD использовались для разработки моделей ИНС в настоящей работе.) Для обеспечения начальных условий использовался метод секвенирования сетки путем многократного решения уравнений невязкого потока на наборе постепенно уточняемых сеток. Автоматический контроль количества CFL также применялся для корректировки количества CFL в ответ на поведение сходимости линейного решателя во время алгебраической многосеточной процедуры. Чтобы обеспечить общую сходимость решения, помимо мониторинга остатков основных уравнений жидкости, были также установлены критерии остановки на основе асимптотических значений инженерных величин, таких как изэнтропический КПД, выходная мощность, максимальная температура поверхности и общий перепад давления. .

Методология CFD применялась в предыдущем исследовании на основе 2D-версии лопасти E3 и была проверена на основе других экспериментальных и численных результатов лопасти E3 [7]. В настоящем исследовании также было проведено исследование независимости сетки для 3D CFD. Были протестированы три набора сеток CFD с разным разрешением. Выбранная сетка содержит 12 миллионов многогранных ячеек с пристеночными значениями y+ ниже 1,4, на основе чего решение рассчитывает базовую эффективность 96,0% и мощность 5,638 × 104 Вт. (Сила ноты рассчитывается на основе CFD-модели с одной лопастью в текущем исследовании, угол секторной диаграммы которой составляет 4,737). Относительная разница между выбранной сетью и усовершенствованной сетью следующего уровня составляет 0,1% по эффективности и 0,02% по мощности.

Machine Translated by Google

2.3. Стратегия оптимизации.

В настоящем исследовании используется вложенный процесс оптимизации. Вложенная оптимизация представляет собой небольшую вариацию предыдущей стратегии совместной оптимизации, представленной в [7]. Вложенная оптимизация решает две важные задачи. Во-первых, поскольку расчет модели ИНС требует значительно меньше вычислительных ресурсов и времени, чем запуск 3D CFD, вложение внутренней оптимизации на основе модели ИНС может эффективно использовать время ожидания завершения запуска 3D CFD. Для каждого запуска моделирования 3D CFD выполнялось 250 оценок различных профилей поперечного сечения лопаток во внутреннем цикле оптимизации с использованием модели ANN. Во-вторых, внутренняя оптимизация на основе ИНС передает лучший профиль лезвия текущего цикла оптимизации в прогон 3D CFD. Эта архитектура эффективно позволяет использовать оптимизацию на основе ИНС для управления поиском 3D CFD и, таким образом, уменьшает количество запусков 3D CFD по сравнению с процессом оптимизации, который основан исключительно на оценке моделей 3D CFD.

Цель оптимизации — максимизировать эффективность лопасти η и выходную мощность Pow. Переменные проектирования, которые изучаются при оптимизации, — это те, которые обсуждались на предыдущем занятии: wu,1, wu,2, . . . , ву,10, жл,1, шл,2, . . . , wl,10, ξhub,l , ξhub,u, ξtip,l , ξtip,u, θ и β. Процедура оптимизации многократно запускает модели ANN и CFD для оценки различных вариантов конструкции лопасти, а также извлекает показатели производительности для поиска лучших конструкций. Поскольку модель ANN гораздо менее затратна в вычислительном отношении по сравнению с CFD, она сама по себе используется в цикле оптимизации для получения оптимизированных профилей лопаток в поперечном сечении, которые впоследствии используются для построения трехмерных форм для моделирования CFD. Использование встроенной оптимизации ANN для поиска лучших профилей лопастей позволяет сократить количество дорогостоящих оценок CFD. Таким образом, создается вложенный рабочий процесс оптимизации, как показано на рисунке 6. Рабочий процесс реализуется с использованием коммерческого программного обеспечения для оптимизации Simcenter HEEDS, а его алгоритм оптимизации Sherpa [30] используется как в Optimizer 1, так и в Optimizer 2. Алгоритм Sherpa постоянно оценивает характеристики проблемы путем использования гибридной комбинации стратегий поиска на каждом этапе процесса оптимизации, чтобы наилучшим образом обойти ландшафт проектирования. Кроме того, он также адаптирует параметры настройки стратегий поиска к конкретному региону поиска . Алгоритм HEEDS Sherpa эффективно применяется для оптимизации применения газовых турбин, как показано в исследованиях [5–7].

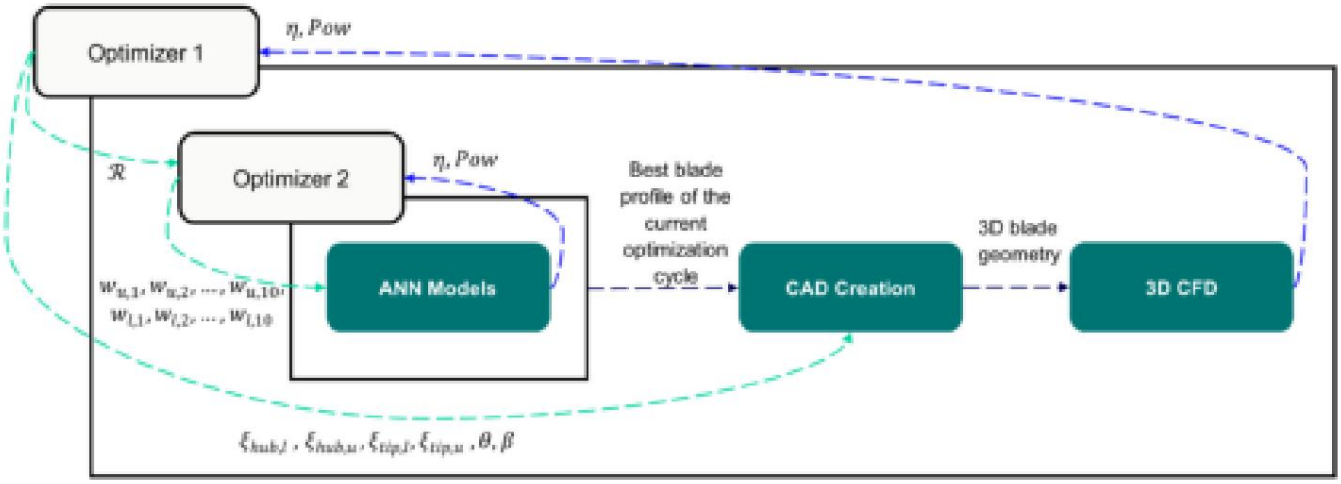


Рисунок 6. Иерархия итераций оптимизации и поток данных.

В цикле глобальной оптимизации (оптимизатор 1, как показано на рисунке 6) решается многоцелевая проблема компромисса, направленная на максимизацию как эффективности, так и мощности . Установлены два ограничения : эффективность должна быть больше 95%, а мощность также должна быть больше базового значения мощности. Эти ограничения включены в функцию оптимизации производительности, основанную на соображениях практических показателей конструкции газовой турбины и общих

Machine Translated by Google

характеристики производительности двигателя E3 . Решающая программа глобальной оптимизации Optimizer 1 влияет на изменение формы лопасти, напрямую оптимизируя коэффициенты масштабирования сечения и углы лопасти в САПР. Кроме того, Оптимизатор 1 также влияет на внутренний процесс оптимизации, который представлен Оптимизатором 2. Оптимизация 1 управляет выбором весов CST, используемых в качестве входных параметров для Оптимизатора 2, посредством манипулирования случайным начальным числом R, которое устанавливает начальное состояние для глобальные стратегии поиска, используемые алгоритмом Шерпа. Хотя Оптимизатор 1 не управляет напрямую весами CST, поскольку R управляет их выбором, он действует как одномерное кодирование всего 20-мерного проектного пространства, которое может исследовать Оптимизатор 1. Оптимизатор 1 неоднократно оценивает и оптимизирует различные переменные проекта во время циклов глобальной оптимизации; в каждом цикле оценки Оптимизатор 2 оптимизирует веса CST с использованием моделей ИНС с целью максимизировать эффективность и ограничить минимальное значение мощности. В общей сложности в каждом исполнении Оптимизатора 2 было оценено 250 профилей поперечного сечения лопаток. Он напрямую исследует профили формы посредством манипулирования весовыми параметрами, используемыми в методе CST. В каждом цикле оценки Оптимизатора 1 лучший профиль лопасти, найденный Оптимизатором 2, применяется в более дорогом и высокоточном CFD-моделировании. Функция производительности в каждой оптимизации определяется как сумма нормализованных целей минус сумма нормализованных ограничений. В обобщенном виде функция производительности формулируется следующим образом:

$$P = \sum_{i=Nobj}^{i} \frac{Obj_i}{Norm_i} - \sum_{j=1}^{j=Ncons} \frac{104 \times ConsViol2}{Norm_{ж}^{2}}, \quad (3)$$

В приведенной выше формуле Obji представляет объективную величину, такую как η и Pow; ConsViol представляет собой количество нарушений, возникших в результате каждого определения ограничения (η > 0,95, Pow > Powbaseline); коэффициенты нормализации Norm выбираются с использованием соответствующих значений η и Pow базового проекта.

3. Результаты

3.1. Результаты оптимизации

В настоящем исследовании оптимизации в общей сложности 163 конструкции лопастей были оценены с помощью 3D CFD, при этом 40 750 2D профилей лопастей были оценены с помощью ANN. График зависимости эффективности от мощности, показывающий все трехмерные точки конструкции лопасти, представлен на рисунке 7. Фронт Парето формируется в верхней правой части рисунка 7, который содержит оптимальные конструкции с лучшими компромиссными соотношениями между эффективностью и мощностью. Среди оптимальных конструкций максимальный прирост эффективности составляет более 3%, а максимальный прирост мощности — около 8%. Чтобы получить представление о распределении проектных переменных оптимальных конструкций, выбираются две группы оптимальных конструкций: группа из 10 лучших высокоэффективных конструкций и другая группа из 10 лучших мощных конструкций. Отклики и выбранные входные переменные конструкции (которые включают два угла лопасти и четыре коэффициента масштабирования) для этих двух групп конструкций выделены на параллельном графике на рисунке 8. Параллельный график показывает некоторые качественные тенденции в параметрах конструкции: (1) как высокоэффективные, так и высокомощные конструкции благоприятствуют большим углам наклона β; (2) конструкции с высоким КПД также благоприятствуют большому масштабному коэффициенту для верхней поверхности наконечника ξtip,u, тогда как конструкции с высокой мощностью предпочитают значения от малого до среднего для ξtip,u; (3) также наблюдается более слабое влияние масштабного коэффициента для нижней поверхности втулки ξhub,u . Обратите внимание, что угол наклона был ограничен консервативно в меньшем диапазоне с учетом геометрических характеристик коммерческой

Machine Translated by Google

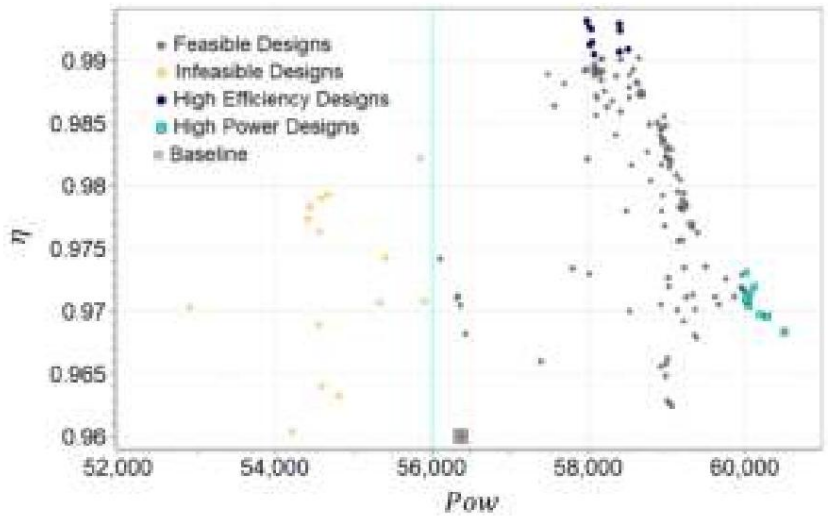


Рисунок 7. Зависимость эффективности от мощности для всех точек проектирования в исследовании оптимизации.

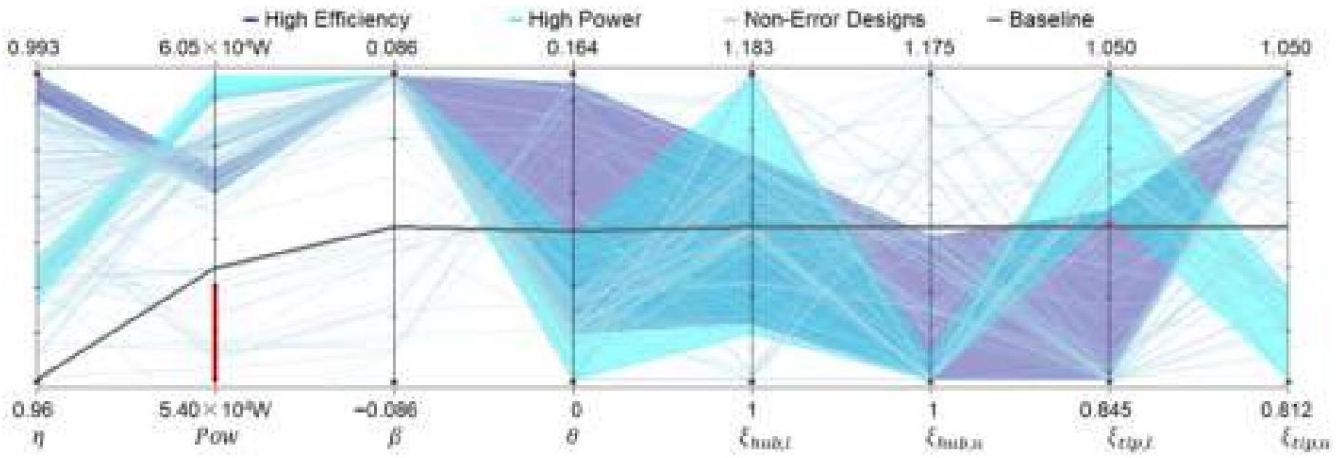


Рисунок 8. Параллельный график, на котором выделены выбранные параметры конструкции для разных групп конструкций.

Также был проведен количественный анализ. Коэффициенты корреляции Пирсона данных рассчитываются на основе ковариации и стандартных отклонений. Определение дается следующим образом:

$$p = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})(Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(Y_i - \bar{Y})^2}}, \quad (4)$$

В приведенной выше формуле x, Y , η, Pow, β, θ, ξhub,l , ξhub,u, ξtip,l , ξtip,u , (x = Y). xi и Yi представляют собой выборочные значения, соответствующие каждой конструкции лопасти, а n — общее количество конструкций, которое в настоящем исследовании составляет 163. Коэффициенты корреляции Пирсона, гистограммы распределения выбранных параметров и выборочные графики данных показаны на корреляционном графике на рисунке 9 соответственно в верхней правой области, вдоль диагональной линии, соединяющей верхний левый и нижний правый углы, и на нижняя левая область. Большие значения коэффициентов корреляции Пирсона для ξtip,u, η (1-я строка, последний столбец) и {β, Pow} (2-я строка, 3-й столбец) указывают на сильные связи в этих двух парах переменных. Бо́льшие значения коэффициентов подтверждаются соответствующими выборочными графиками данных { , ξtip,u в зависимости от η (последняя строка, 1-й столбец) и β в зависимости от Pow (3-я строка, 2-й столбец), на которых большинство расчетных точек соответствуют линии линейной регрессии близко. Кроме того, корреляционный график также показывает, что влияние масштабного коэффициента для нижней поверхности ступицы ξhub,u довольно слабое.

Machine Translated by Google

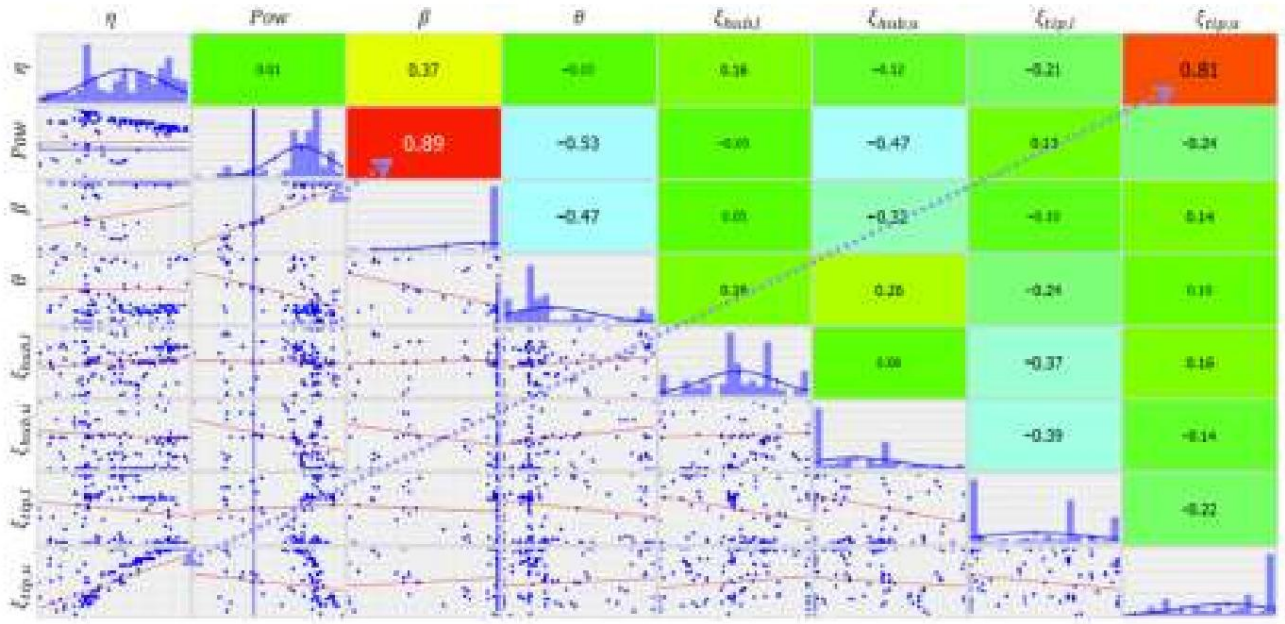


Рисунок 9. График корреляции выбранных проектных параметров всех проектов. (Два наиболее влиятельных числа и соответствующие им графики выделены пунктирными стрелками.)

КПД и мощность построены в зависимости от двух параметров с наиболее сильной корреляцией: угла наклона (β) и масштабного коэффициента верхней поверхности наконечника (ξtip,u), показанных на рисунке 10. Замечено, что (1) большинство улучшенных конструкций предпочитают большие углы наклона, и (2) среди улучшенных конструкций меньший ξtip,u приводит к большему увеличению мощности, тогда как больший ξtip,u приводит к повышению эффективности. Для анализа влияния формы лопасти и гидродинамики для дальнейшего исследования выбираются две конструкции — конструкция с высоким КПД и конструкция с высокой мощностью, которые будут называться «Конструкция А» и «Конструкция Б» соответстве Эти две конструкции также отмечены на рисунке 10 и будут обсуждаться на следующем занятии.

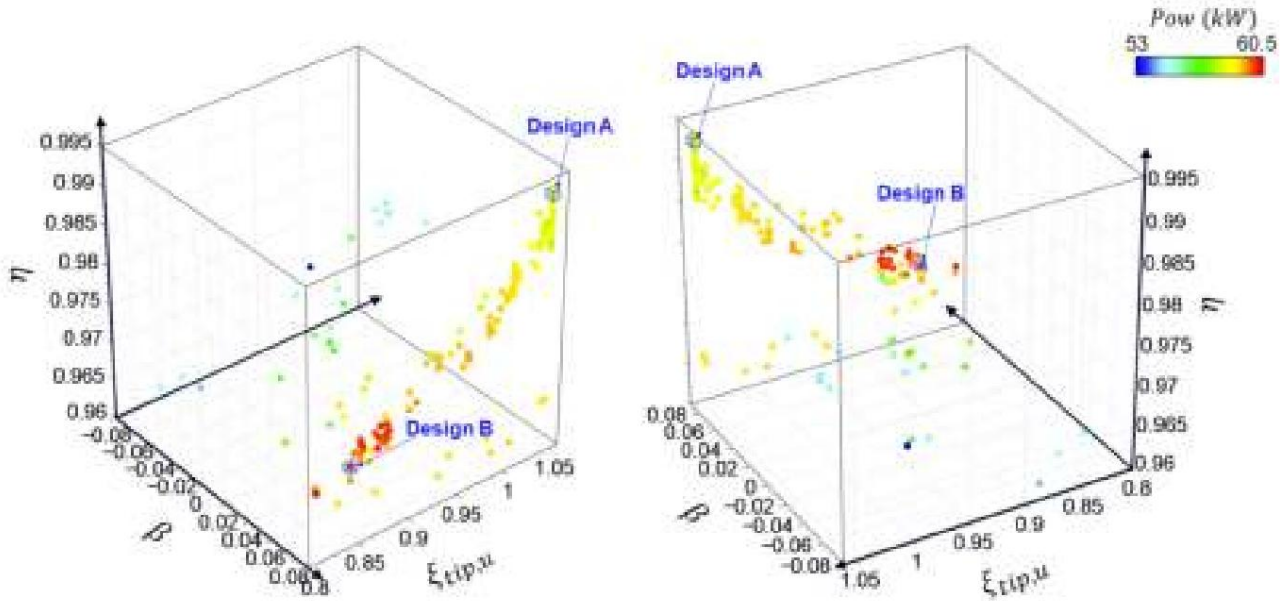


Рисунок 10. Два вида трехмерного графика, показывающие эффективность, мощность, угол наклона и коэффициент масштабирования верхней поверхности наконечника для всех конструкций: (а) нормальный вид; и (б) вид, полученный путем поворота левого графика вокруг оси η на 180 .

Machine Translated by Google

Общее время процесса оптимизации составило около 30 часов (при параллельном выполнении шести расчетов CFD, каждый из которых потреблял 160 вычислительных ядер). В задаче глобальной оптимизации имеется 27 входных переменных . Как показано на рисунке 6, интеграция внутреннего цикла оптимизации позволяет оптимизировать 20 параметров профиля лопасти с использованием недорогих моделей ИНС. В процессе оптимизации модели ИНС оценивались 40 750 раз; в каждом цикле оптимизации лучший профиль поперечного сечения лопасти, полученный в результате внутренней оптимизации ИНС, передавался в 3D CFD для оценки. В результате количество проектных переменных, непосредственно отображаемых при выполнении 3D CFD, сокращается до шести. Поскольку необходимое количество оценок CFD во многом зависит от количества входных переменных в задаче оптимизации, стратегия вложенной оптимизации требует всего 163 оценки 3D-моделирования CFD. Для сравнения, если оптимизационное исследование той же проблемы не использует стратегию вложенной оптимизации и основано исключительно на CFD, тогда все 27 проектных переменных (а не 6) будут оцениваться на основе прогонов 3D CFD. По быстрой оценке это приведет к увеличению количества запусков CFD в 4,5 раза (=27/6), что составляет 733 запуска CFD, и потребует примерно 135 часов времени выполнения оптимизации, если использовались те же настройки вычислительных ресурсов.

3.2. Анализ гидродинамики

Для детального исследования аэродинамических результатов выбраны две оптимизированные конструкции: высокоэффективная конструкция и конструкция с высокой мощностью (также известные как конструкции A и B, как показано на рисунке 9). Их сравнивают с базовым проектом. Результаты CFD показывают, что оптимизированные конструкции имеют меньший перепад давления на стороне всасывания вблизи задней кромки. Коэффициент давления определяется на основе средней скорости и плотности на входе:

$$КП = \frac{П}{\frac{1}{2}\rho_{вход}^{2}}, \quad (5)$$

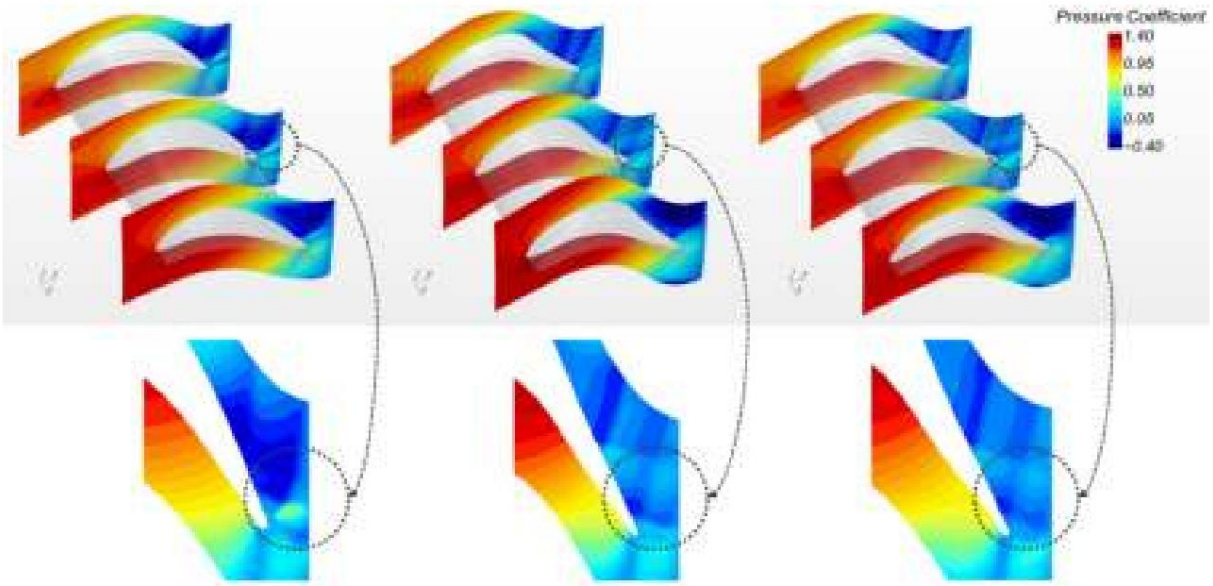
Распределение коэффициентов давления на ступице, средней и концевой секциях сравнивается в верхнем ряду графиков на рисунке 11. Базовая конструкция показывает значительные области низкого давления на поверхности всасывания вблизи задней кромки на всех трех продольных секциях. Для сравнения, в двух оптимизированных конструкциях минимальное давление в областях ступицы и средней секции было увеличено. Увеличенное изображение распределения коэффициента давления в средней части рядом с задней кромкой представлено для каждой конструкции в нижнем ряду графиков на рисунке 11. Базовая конструкция имеет скачок в этой области, подчеркнутый пятном относительно высокого давления рядом с ним. в зону низкого давления, которая находится внутри пунктирного круга, отмеченного на рисунке 11a. Эта ударная характеристика отсутствует в двух оптимизированных конструкциях из-за изменений формы лезвий в этих конструкциях. Это наблюдение согласуется с распределениями чисел Маха, которые будут обсуждаться в следующем параграфе.

Для дальнейшего исследования падения давления на стороне всасывания вблизи задней кромки на рисунке 12 показаны объемные изображения сцен с коэффициентами давления , чтобы выделить поток в режиме низкого давления, сосредоточив внимание на значениях ср между -0,35 и -0,1. Замечено , что в оптимизированных конструкциях более низкие коэффициенты давления присутствуют вблизи наконечника, но коэффициент давления увеличивается в середине сеанса и ближе к ступице. Общее снижение максимальных коэффициентов отрицательного давления в средней и ступичной областях компенсирует эффекты увеличения потока утечки через наконечник в оптимизированных конструкциях.

Далее исследуются распределения коэффициентов давления на поверхностях лопаток. Скалярные сцены коэффициентов давления на лопастях базовой конструкции, конструкции A и конструкции B показаны на рисунке 13. Большая часть поверхности на стороне всасывания в базовой конструкции имеет значительно отрицательные значения ср между -0,35 и -0,23, начиная примерно с аккорд в три четверти. В оптимизированных конструкциях начало зоны отрицательного коэффициента давления перемещается вверх по течению, ближе к полухорде, однако величина этой зоны намного меньше, при этом в большинстве областей значения ср находятся в диапазоне от -0,12 до 0. Чтобы добиться более количественного сравнения, кривые коэффициента давления вдоль направления потока на ступице, средней и концевой частях трех лопастей строятся и сравниваются с графиками профилей лопастей, показанными на рисунке 14. Более ранние наступления области более низкого коэффициен

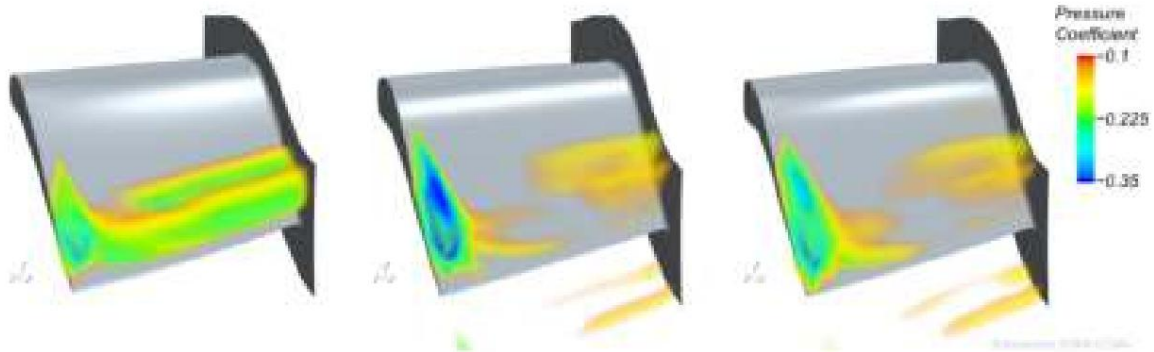
Machine Translated by Google

поверхности со стороны всасывания в двух оптимизированных конструкциях показаны на графиках.
более раннее начало позволяет использовать более крупные замкнутые области отрицательных кривых ср для оптимизации конструкции,
вклад в улучшение мощности.



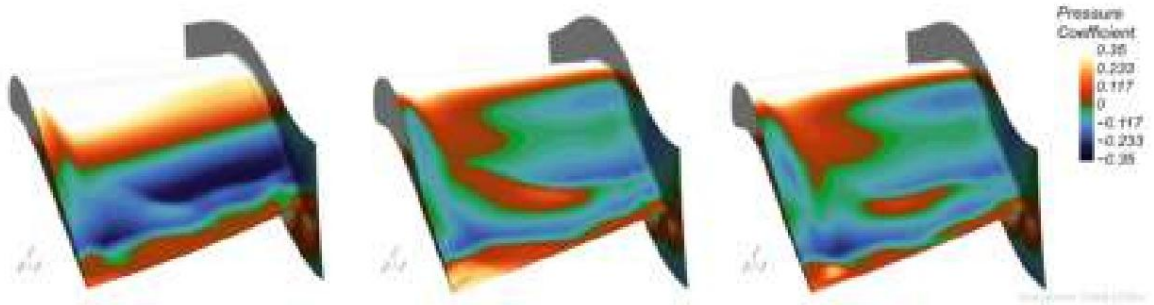
(а) (б) (с)

Рисунок 11. Распределение статического давления: (а) Базовый проект; (б) Дизайн А; и (с) Дизайн Б.



(а) (б) (с)

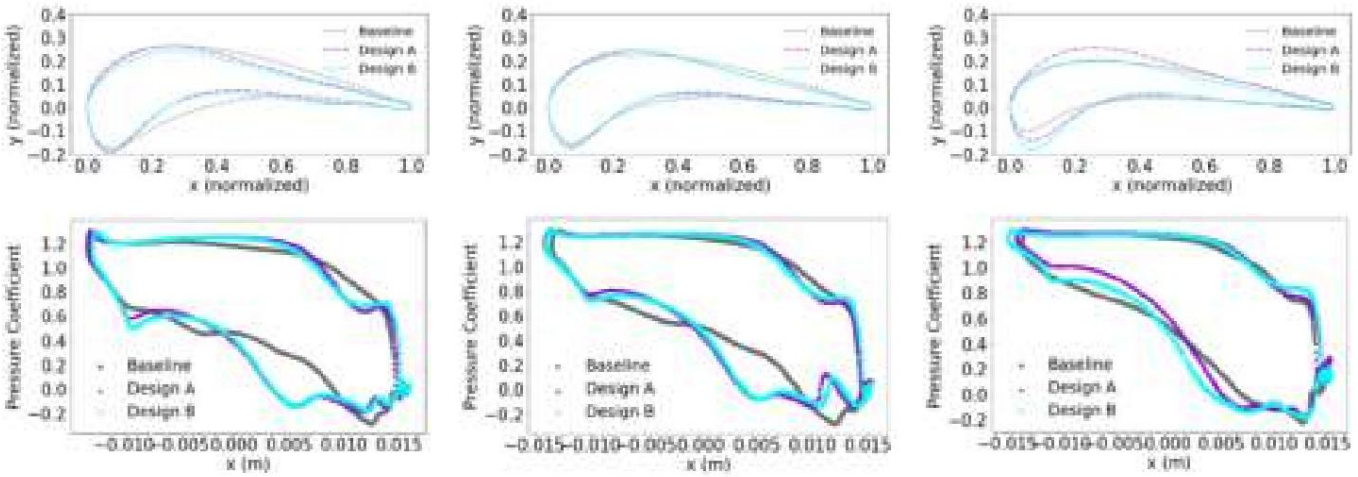
Рисунок 12. Распределение статического давления: (а) Базовый проект; (б) Дизайн А; и (с) Дизайн Б.



(а) (б) (с)

Рис. 13. Сцены коэффициентов давления на поверхностях лопастей: (а) Базовый проект; (б) Дизайн А; и (с) Дизайн Б.

Machine Translated by Google



(а) (б) (с)

Рис. 14. Профили лопаток (первый ряд) и коэффициенты давления в продольном направлении (второй ряд). ряд: а — сравнение узловых секций; (б) сравнение средних секций; и (с) сравнение секций наконечника.

Для дальнейшего исследования различий в решениях создается сцена объемного рендеринга. сосредоточив внимание на визуализации изменений числа Маха в диапазоне от 0,8 до 1.2, показано на рисунке 15. Цель этого графика — выявить, где происходят резкие изменения числа Маха. число может возникнуть в трансзвуковом режиме течения. Устойчивая ударная структура вблизи в базовой конструкции наблюдается задняя кромка, охватывающая весь размах лопасти, что соответствует пятну высокого давления в той же области, выделенному пунктиром. круг на рисунке 11a. Эта особенность удара отсутствует в двух оптимизированных конструкциях (Дизайн A и B) из-за более слабых градиентов в этих конструкциях.

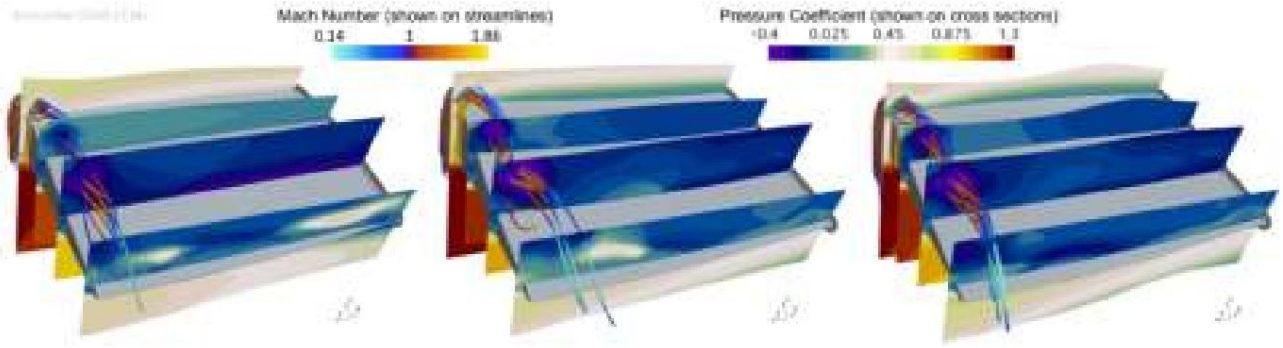


(а) (б) (с)

Рисунок 15. Визуализация числа Маха: (а) Базовый проект; (б) Дизайн А; и (с) Дизайн Б.

Дальнейшее сравнение проводится путем построения линий тока в областях утечки наконечника. и показаны коэффициенты давления на поперечных сечениях по размаху на рисунке 16. Похоже, что две оптимизированные конструкции имеют несколько более хаотичное распределение чисел Маха в локальная область возле задней кромки и утечка на наконечнике. Влияние потока утечки на общая производительность относительно невелика по сравнению с ранее обсуждавшимися побочными эффектами всасывания. Можно заметить, что оптимизация высокоэффективной конструкции (Design A) немного более изогнуты, но пятна низкого давления, вызванные вторичным потоком Эффекты потоков утечки наконечника слабы и примерно одинаковы по величине. В целом, разница, вызванная потоком утечки наконечника, в этих трех конструкциях невелика. Спектакль на улучшения в оптимизированных конструкциях больше влияют другие обсуждаемые эффекты потока. раньше, например, увеличенное минимальное давление на стороне всасывания возле задней кромки (рис. 11–13) и уменьшение ударной структуры (рис. 15).

Machine Translated by Google



(а) (б) (с)

Рис. 16. Линии тока утечки из наконечника и коэффициенты давления в поперечных сечениях: (а) Базовый проект; (б) Дизайн А; и (с) Дизайн Б.

4. Выводы

Настоящее исследование продемонстрировало рабочий процесс оптимизации, сочетающий использование нейронных сетей и высокоточного CFD. Модели нейронных сетей были обучены на более чем трех тысячах точек проектных данных из предыдущей публикации. Практическое значение общей стратегии заключается в том, что при анализе инженерного проектирования существующие наборы данных, которые обычно доступны в результате предыдущего моделирования, экспериментальных исследований или исследований уменьшенного порядка, могут быть использованы для построения моделей нейронных сетей, которые затем можно использовать в в сочетании с высокоточным CFD-моделированием для управления процессами оптимизации. Этот подход позволяет сократить необходимое количество высокоточных прогонов CFD и, следовательно, снижает вычислительные затраты при сохранении точности. Интеграция недорогих в вычислительном отношении моделей ИНС, которые были оценены 40 750 раз, позволяет выполнить относительно небольшое количество (163) оценок CFD в настоящем процессе оптимизации, в результате чего общее время выполнения составляет около 30 часов (при параллельном выполнении 6 оценок CFD). , каждое из которых потребляет 160 вычислительных ядер). Подсчитано, что если не использоваться стратегия вложенной оптимизации, основанная на ИНС, потребуется общее количество 733 оценок CFD из-за большого количества проектных переменных, представленных в оценках 3D CFD, что приведет к примерно 135 часам времени выполнения оптимизации. если исп

Эффективность методики продемонстрирована на аэродинамической задаче лопатки турбины. Модели ИНС с 7 и 6 уровнями были созданы для представления двух показателей производительности блейда, эффективности и мощности соответственно. Гиперпараметры моделей ИНС были оптимизированы, и эти модели использовались в качестве суррогатных моделей вместе с высокоточным CFD-моделированием в процедуре вложенной оптимизации для получения оптимизированных конструкций лопастей. С помощью процедуры оптимизации были найдены конструкции фронта Парето, обеспечивающие повышенную эффективность и мощность . Было показано, что угол наклона и коэффициент масштабирования кончика более предпочтительны для процедуры оптимизации, чем другие параметры в контексте выбранной лопасти и методологии анализа, использованных в текущем исследовании. Изучение динамики жидкости оптимизированных конструкций по сравнению с базовой конструкцией показывает, что оптимизация (1) уменьшила величину наиболее отрицательных коэффициентов давления в потоке на стороне всасывания вблизи задней кромки и (2) изменила геометрию лопаток, что уменьшил удар возле задней кромки. Оба эти аспекта влияют на повышение эффективности и мощности оптимизированных конструкций.

В качестве будущего расширения данного исследования можно рассмотреть следующее. (1) Проверьте производительность других методов поверхности отклика и метамоделей по сравнению с ИНС и примените их во вложенном рабочем процессе оптимизации. (2) Настоящее исследование демонстрирует методологию вложенной оптимизации ANN-CFD, примененную к идеализированной задаче CFD турбины в качестве доказательства концепции. В конструкции газовых турбин промышленного уровня необходимо включать более подробные ограничения на геометрию или кривую нагрузки, чтобы обеспечить более реалистичные результаты оптимизации. При оптимизации также можно изучить различные условия выходной мощности двигателя .

Machine Translated by Google

Вклад авторов: Концептуализация, Чехия; методология, CZ и MJ; программное обеспечение, CZ и MJ;
валидация, CZ и MJ; формальный анализ, Чехия; расследование, CZ и MJ; ресурсы, CZ и MJ;
курирование данных, Чехия; письменность — подготовка оригинального черновика, CZ; написание — просмотр и редактирование, CZ и
МДж; визуализация, Чехия; надзор, МЮ; администрация проекта, CZ и MJ; приобретение финансирования,
MJ Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Данная работа является частью инициативы авторов по профессиональному развитию, спонсируемой организацией
поддержки клиентов Simcenter компании Siemens Digital Industries Software.
авторы выражают благодарность своим коллегам из Siemens Digital Industries Software. Дополнительное спасибо
Ютао Хэ из Лаборатории реактивного движения Калифорнийского технологического института за обсуждение методологии исследования.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

КП	коэффициент давления	
ч	Функция	Дж/кг
п		Па
П	производительности давления энтальпии жидкости	
Пау	радиус	Вт
р	мощности	м
р	Коэффициент Пирсона	
ты	параметр	РС
h	профиля лопасти	Дж/кг
ш	изменения скорости, энтальпии	
η	эффективность	
ρ	плотность	кг/м3
ос	центробежное напряжение	Па
Ом	скорость вращения	рад/с
Индексы		
	центр	
привет	вход домена	
л	нижняя поверхность	
Макс	максимальное количество	
о	доменная розетка	
с	твердый	
т	кончик	
ты	верхняя поверхность	

Ссылки

1. Александров Н.М.; Льюис, РМ; Гумберт, Греция; Грин, LL; Ньюман, П.А. Аппроксимация и управление моделями в аэродинамике.
Намическая оптимизация с моделями переменной точности. Дж. Эйркр. 2001, 38, 1093–1101. [Перекрестная ссылка]
2. Онг, Ю.С.; Наир, ПБ; Кин, А. Дж. Эволюционная оптимизация ресурсоемких задач с помощью суррогатного моделирования.
AAIA J. 2003, 41, 687–696. [Перекрестная ссылка]
3. Мазахери, К.; Зейнальпур, М.; Бокаэй, Х.Р. Оптимизация каналов охлаждения турбинных лопаток с использованием пониженной сопряженной теплопередачи
Методология. Прил. Терм. англ. 2016, 203, 1228–1236. [Перекрестная ссылка]
4. Цзян, Ю.; Лин, Х.; Юэ, Г.; Чжэн, К.; Сюй, Х. Аэротермическая оптимизация многорядного пленочного охлаждения реалистичного морского кучера.
Лопасть турбины давления. Прил. Терм. англ. 2016, 111, 537–549. [Перекрестная ссылка]
5. Брейнинг Э.; Вайдтманн, К.; Бюлер, П.; Лаутеншлегер, А.; Браун, Р. Улучшение процесса автоматизированного проектирования и
Исследование оптимизационного подхода и зависимостей отдельных целей. В материалах ГППС
Форум 18, Глобальное общество энергетики и двигателей, GPPS-2018-0027, Монреаль, Квебек, Канада, 7–9 мая 2018 г.
6. Брейнинг Э.; Вайдтманн, К.; Браун, Р.; Ринкон Д.Л., Х.; Бон, Д. Автоматизированная 2D-оптимизация профиля самолета с преднамеренным защемлением
Лезвия. В материалах Глобального общества энергетики и двигателей, GPPS-BJ-2019-0067, Пекин, Китай, 16–18 сентября 2019 г.
7. Чжан, К.; Ходжес, Дж.; Джейнвей, М. Совместная оптимизация аэродинамических и тепловых конструкций турбинных лопаток на основе вычислительной жидкости
Динамические (CFD) модели. В материалах 5-6-й конференции по теплотехнике и жидкостям, Новый Орлеан, Луизиана, США,
26–28 мая 2021 г.

Machine Translated by Google

8. Пьерезан Дж.; Майдл, Г.; Ямао, EM; Коэльо, Л.С.; Мариани, В.К. Алгоритм оптимизации Cultrual Coyote применительно к работе газовой турбины большой мощности. Конверторы энергии. Менеджер. 2019, 199, 111932. [CrossRef]
9. Беттокки, Р.; Пинелли, М.; Спина, PR; Вентурини, М. Создание надежной нейронной сети для моделирования газовых турбин. В материалах ASME Turbo Expo 2004, «Энергия для суши, моря и воздуха», Вена, Австрия, 14–17 июня 2004 г.
10. Ли, Д.; Цю, Л.; Тао, К.; Чжу, Дж. Разработка схемы пленочного охлаждения направляющего аппарата турбины с помощью искусственного интеллекта. Пропульс. Мощность Рез. 2020, 9, 344–354. [Перекрестная ссылка]
11. Белов С.; Николаев, С.; Ужинский И. Гибридное моделирование на основе данных и физики для предписывающей аналитики газовых турбин. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2020, 5, 29. [CrossRef]
12. Георгий, МГД; Кварта, М. Гибридное мультигенное генетическое программирование — подход искусственных нейронных сетей для динамической производительности. Манс Прогнозирование авиационного двигателя. Аэросп. наук. Технол. 2020, 103, 105902. [CrossRef]
13. Чжан, М.; Хао, С.; Хоу, А. Исследование интеллектуального моделирования аэродинамической силы лопаток компрессора на основе машины Обучение. Математика 2021, 9, 476. [CrossRef]
14. Ван, К.; Ян, Л.; Рао, Ю. Создание обобщающей модели на основе мелкомасштабного набора данных для прогнозирования приземного давления Распределение лопаток газовых турбин. Энергия 2021, 214, 118878. [CrossRef]
15. Парк, Ю.; Чой, М.; Ким, К.; Ли, Х.; Юнг, К.; На, С.; Чой, Г. Прогнозирование рабочих характеристик промышленной газовой турбины Камера сгорания с использованием оптимизированной искусственной нейронной сети. Энергия 2020, 213, 118769. [CrossRef]
16. Сан, Л.; Лю, Т.; Се, Ю.; Чжан, Д.; Ся, Х. Подход к прогнозированию мощности турбины в реальном времени с использованием методов глубокого обучения. Энергия 2021, 233, 121130. [CrossRef]
17. Аколекар, Х.; Чжао, Ю.; Сандберг, РД; Паччиани, Р. Интеграция машинного обучения и вычислительной гидродинамики для разработки моделей турбулентности для улучшения прогнозирования смешивания следа турбины. В материалах ASME Turbo Expo 2020: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения, Лондон, Великобритания, 22–26 июня 2020 г.
18. Брантон, СЛ; Куц, Дж. Н.; Манохар, К.; Аравкин А.Ю.; Моргансен, К.; Клемиш, Дж.; Гебель, Н.; Баттрик, Дж.; Поскин Дж.; Блом-Шибер, AW; и др. Аэрокосмическая техника, управляемая данными: переосмысление отрасли с помощью машинного обучения. АИАА Дж. 2021, 59, 28:20–28:47. [Перекрестная ссылка]
19. Ван, Х.; Си, Г. Оптимизация высокоскоростного центробежного компрессора для микрогазовой турбины на основе анализа CFD и FEM. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2010: Энергия для суши, моря и воздуха, Глазго, Великобритания, 14–18 июня 2010 г.
20. Марал, Х.; Альпман, Э.; Кавурмаджиоглу, Л.; Камичи, К. Аэротермическая оптимизация резьбы наконечника на основе генетического алгоритма Осевая лопатка турбины. Межд. J. Тепломассообмен. 2019, 143, 11849. [CrossRef]
21. Ян, Х.; Чжу, Дж.; Куанг, М.; Ван, Х. Оптимизация аэродинамической формы с использованием нового оптимизатора, основанного на методах машинного обучения. Аэросп. наук. Технол. 2019, 86, 826–835. [Перекрестная ссылка]
22. Ли, Дж.; Чжан, М.; Мартинс, JRRA; Шу, К. Эффективная оптимизация аэродинамической формы с помощью геометрических методов глубокого обучения. Фильтрация. AIAA J. 2020, 58, 4243–4259. [Перекрестная ссылка]
23. Ван Ю.; Лю, Т.; Чжан, Д.; Се, Ю. Аэродинамическое прогнозирование на основе двойной сверточной нейронной сети и многоцелевая задача Оптимизация компактного ротора турбины. Аэросп. наук. Технол. 2021, 116, 106869. [CrossRef]
24. Эльсаид, К.; Лакор, К. Моделирование, моделирование, анализ и оптимизация аэроциклонов с использованием реакции искусственной нейронной сети. Методология поверхности и подходы к моделированию CFD. Порошковая технология. 2011, 212, 115–133. [Перекрестная ссылка]
25. Чамоли, С. ANN и подход RSM к моделированию и оптимизации параметров проектирования V-образной перфорированной перегородки. Шероховатый прямоугольный канал. Алекс. англ. Дж. 2015, 54, 429–446. [Перекрестная ссылка]
26. Парк, Д.; Ча, Дж.; Ким, М.; Го, Г.С. Многокритериальная оптимизация и сравнение суррогатных моделей эффективности разделения циклонного сепаратора на основе CFD, RSM, нейронной сети GMDH, ИНС обратного распространения и генетического алгоритма. англ. Прил. Вычислить. Жидкостная механика. 2020, 14, 180–201. [Перекрестная ссылка]
27. Халила, Э.Э.; Ленахан, DT; Томас, Т.Т. Подробный отчет о проектировании оборудования для испытаний турбин высокого давления энергоэффективных двигателей ; НАСА-CR-167955; Исследовательский центр Льюиса НАСА: 1982 г. Доступно онлайн: https://ntrs.nasa.gov/citations/19850002687. (по состоянию на 25 апреля 2022 г.).
28. Тимко, Л.П. Отчет об испытаниях компонентов энергоэффективного двигателя высокого давления; НАСА-CR-168289; Исследовательский центр Льюиса НАСА : 1990. Доступно онлайн: https://ntrs.nasa.gov/citations/19900019237. (по состоянию на 25 апреля 2022 г.).
29. Чен, С.-К.С. Перерасширение нагнетания-расхода ротора турбины с осевым потоком и условия предельной нагрузки, Часть 1: Исследование вычислительной гидродинамики (CFD); НАСА/ТМ-2017-219506; Исследовательский центр Гленна: 2017. Доступно онлайн: https://ntrs.nasa. gov/citations/20170007293 (по состоянию на 25 апреля 2022 г.).
30. Кулфан Б. Метод представления универсальной параметрической геометрии. Дж. Эйркр. 2008, 45, 142–158. [Перекрестная ссылка]
31. Абади, М.; Бархам, П.; Чен, Дж.; Чен, З.; Дэвис, А.; Дин, Дж.; Девин, М.; Гемават, С.; Ирвинг, Г.; Айсард, М.; и др. Tensorflow: система крупномасштабного машинного обучения. В материалах 12-й конференции USENIX по проектированию и внедрению операционных систем, Саванна, Джорджия, США, 2–4 ноября 2016 г.; Ассоциация USENIX: Беркли, Калифорния, США, 2016 г.; стр. 265–283.
32. Технология красного кедра. SHERPA — эффективный и надежный алгоритм оптимизации/поиска; WP-1023, ред. 05.08; Красный Кедр Технологии: Ист-Лансинг, Мичиган, США, 2021 г.
33. Чжан, К. Программа Python — регрессия машинного обучения для определения эффективности и мощности лопаток газовой турбины, версия 1.0.0; Компьютерное программное обеспечение; 2022 г. Доступно онлайн: https://github.com/Cool-Chaoz/Machine-Learning-Regrade-for-Gas-Turbine-Blade-Efficiency-and-Power . (по состоянию на 25 апреля 2022 г.).

Machine Translated by Google

34. Мохагех, К.; Садеги, Миннесота; Абдулла, А.; Буторабы, Р. Улучшение турбинных лопаток, полученных методом обратного проектирования, с использованием конструктивных решений.
ция Геометрия. Межд. Дж. Мануф. Технол. 2010, 49, 675–687. [Перекрестная ссылка]
35. Ментер Ф.Р. Двухуравненное моделирование вихревой вязкой турбулентности для инженерных приложений. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605.
[Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Многоканальный анализ многомерных данных с PARAFAC-GA-BP для диагностики нестационарных механических неисправностей

Ханьсинь Чен 1,*, Шаойи Ли 1,2 и Мэнлун Ли [1]

[1] Уханьский технологический институт, Школа машиностроения и электротехники, Ухань 430074, Китай; lisy@ncpu.edu.cn (SL); mlong95@163.com (мл)
[2] Наньчанский институт науки и технологий, Школа искусственного интеллекта, Наньчан 330108, Китай
* Переписка: pg01074075@ntu.edu.sg.

Аннотация: Обычные методы обработки сигналов, такие как анализ основных компонентов (PCA), фокусируются на разложении сигналов в двумерной частотно-временной области. Параллельный факторный анализ (PARAFAC) — это новый метод, используемый для разложения многомерных массивов, который фокусируется на анализе соответствующей информации о признаках путем удаления дублированной информации среди нескольких точек измерения. В статье был предложен новый гибридный интеллектуальный алгоритм диагностики неисправностей механической системы для анализа множественных сигналов вибрации системы центробежного насоса и многомерных сложных сигналов, создаваемых информацией о давлении и расходе. Непрерывное вейвлет-преобразование было применено для анализа многоканальных сигналов высокой размерности для построения трехмерного тензора, который использует преимущества параллельного факторного разложения для извлечения информации о характеристиках сложной системы. Валидация метода подтверждена диагностикой нестационарных режимов разрушения в условиях неисправности с повреждением лопаток рабочего колеса, перфорационным повреждением рабочего колеса и повреждением кромки рабочего колеса. Установлено соответствие между различными характеристиками неисправности центробежного насоса во временной и частотной информационной матрице. Эффективно представлены характерные диапазоны частот режимов неисправности. Предложен метод оптимизации нейронной сети PARAFAC-BP с использованием генетического алгоритма (ГА), позволяющий существенно повысить точность диагностики неисправностей центробежных насосов.

Ключевые слова: параллельный факторный анализ; генетический алгоритм; нейронная сеть БП; диагностика неисправностей

check for updates

Цитирование: Чен, Х.; Ли, С.; Ли, М. Многоканальный анализ многомерных данных с помощью PARAFAC-GA-BP для диагностики нестационарных механических неисправностей. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 19. https://doi.org/10.3390/ijtpp7030019 .

Академический редактор: Джорджио Павези

Поступила: 1 февраля 2022 г.
Принято: 3 мая 2022 г.
Опубликовано: 28 июня 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Механическое оборудование играет значительную роль в строительстве народного хозяйства и является неотъемлемой частью всей промышленности [1]. В связи с происшедшими большими успехами в совершенствовании современного производства конструкции современного оборудования становятся значительно более сложными. Механическое оборудование должно оставаться устойчивым в тяжелых условиях работы. Из-за влияния многих неизбежных суровых факторов окружающей среды машины и оборудование, такие как центробежные насосы, коробки передач, двигатели и другие основные компоненты, которые работают под большой нагрузкой, высокой температурой и высоким давлением, испытывают различные неисправности. Механические компоненты неизбежно подвергаются старению, износу, разрушению и т. д., особенно с учетом увеличения срока их службы. Если неисправности в машинах и оборудовании не устраняются своевременно, незначительные повреждения перерастают в серьезные неисправности, которые задерживают производство, вызывают огромные экономические потери и серьезные аварии, ставящие под угрозу жизнь персонала [2]. Своевременное предупреждение отказов механического оборудования для обеспечения безопасной эксплуатации оборудования промышленного производства имеет первостепенное значение.

Центробежные насосы обладают превосходными свойствами, такими как простая конструкция, высокая эффективность и стабильная производительность. Они широко используются в промышленном производстве. Диагностика и контроль рабочего состояния центробежных насосов необходимы во время сложных промышленных процессов, например, в нефтяной промышленности и т. д. [3]. Текущая основная вибрация

Machine Translated by Google

Метод диагностики неисправностей центробежных насосов на основе сигналов в основном опирается на машинное обучение [4]. В [5] характеристический сигнал электрического погружного насоса во временной области выбирается с использованием алгоритма дерева решений и вводится в классификатор для реализации разделения неисправностей.

Литературные исследования [6] вводят идею алгоритма k-ближайшего соседа в традиционную оценку неисправностей на расстоянии Маркова для прогнозирования трех распространенных неисправностей центробежных насосов. Бордолой DJ и др. использовали машины опорных векторов для эффективной диагностики уровня закупорки и закупорочных полостей при различных скоростях насоса [7]. В контексте Индустрии 4.0, учитывая прогресс в области информатики, датчиков, облачных технологий, больших данных и т. д., сбор и хранение больших объемов данных в сложных промышленных системах становятся проще, а масштаб данных становится больше. , что характеризует структуру данных как многомерную. В настоящее время обработка многомерных данных крупномасштабных промышленных процессов, которые используются для добычи ценной информации, является горячей темой в литературе [8].

Традиционные методы обработки данных обладают большими возможностями уменьшения размерности данных, такие как анализ главных компонентов (PCA), внутренний модальный анализ (EMD), энергия вейвлет-пакетов (WPE) и анализ локальных характеристик (LFA) [9]. Объединение описанного выше метода уменьшения размерности с нейронной сетью для обработки массивных данных и реализации интеллектуального анализа данных стало основным направлением исследований в исследовательском сообществе [10]. Си Цуй сконструировал модель PCA-BP-MSET для эффективного предупреждения неисправностей в системе диагностики неисправностей воздушного компрессора [11]. В случае отклонений в сенсорной системе Ю использовал EMD для обработки данных и PNN в качестве классификатора для классификации неисправностей [12]. По сравнению с вышеупомянутыми алгоритмами, тензор параллельной факторизации имеет преимущество, заключающееся в уменьшении потерь данных и сложности вычислений, поскольку тензор представляет свойства данных более высокого порядка, не повреждая внутреннюю структуру и основную информацию данных. Одна из наиболее многообещающих теорий параллельной факторизации принадлежит Крускалу и новой концепции k-порядка [13]. K-порядок матрицы A — это максимум, удовлетворяющий условию, что любые k векторов-столбцов матрицы A некоррелированы линейно, что выявляет достаточные условия для применения метода параллельной факторизации и закладывает основы его применения при обработке сигналов [14].]. Чжан и др. применил разложение PARAFAC для пространственно-временной обработки радиолокационных сигналов для достижения автоматического согласования угла и частоты [15]. Ли и др. [16] использовали параллельный факторный анализ для разделения нескольких источников неисправностей в механическом оборудовании и достигли желаемых результатов. Сидиропулос и др. использовали анализ PARAFAC для распознавания и идентификации нескольких целей в радиолокационных системах MIMO [17]. Вейс и др. использовали алгоритм PARAFAC при анализе данных ЭЭГ для определения отдельных компонентов корреляции [18]. Ян и др. построил тензор с использованием вейвлет-преобразования и обработал многомерные сигналы неисправностей с помощью параллельной теории факторов для достижения эффективной классифика

Генетический алгоритм (ГА) исходит из идеи и механизма естественной эволюции как оптимального параллельного поиска в законах биологии. Он построен путем моделирования принципа «естественного отбора и выживания наиболее приспособленных» в естественном эволюционном процессе. ГА обеспечивает решение сложных нелинейных задач, которые нелегко решить с помощью традиционной методологии оптимизации [20]. Был предложен генетический алгоритм в сочетании с машиной опорных векторов (SVM) для достижения оптимального алгоритма диагностики неисправностей машин с подшипниками качения [21]. Алгоритм ICA был реализован для выделения признаков сигнала в подшипнике двигателя, который в сочетании с GA используется для оптимизации радиальной нейронной сети для диагностики неисправностей. Точность диагностики была значительно улучшена [22]. По сравнению с традиционной нейронной сетью (НС) оптимизированная и улучшенная НС имеет оптимальную структуру сети и более высокую точность.

В этой статье исследуется соответствующая теория, касающаяся разложения матрицы сигналов, и применяется непрерывное вейвлет-преобразование к анализу многоканального сигнала для построения трехмерного тензора. Параллельная факторная декомпозиция позволяет извлечь характерную информацию о сложных системах, определяющих частотный диапазон неисправного центробежного насоса. Эффективное извлечение информации о частоте призн

Machine Translated by Google

в сочетании с превосходной способностью адаптивного обновления и нелинейными характеристиками БП-НН. Модель BP-NN создана для диагностики режимов неисправности центробежных машин. насос. Чтобы преодолеть недостаток медленной сходимости BP-NN, предложен метод оптимизации на основе ГА для оптимизации модели нейронной сети БП, поэтому что он находит соответствующие веса и пороговые значения быстрее и быстрее достигает классификация неисправностей.

2. Принцип параллельного факторного анализа

Тензор — это многомерная форма построения данных. Размерность данные называются порядком тензора и считаются обобщением матрицы и вектор в многомерной пространственной конструкции. Традиционные методы, такие как ICA, PCA, и т. д., используемые для обработки данных высокой размерности, обычно распределяют данные в двумерная матрица для обработки с целью удаления структурных данных. Решение часто не достигает ожидаемых результатов. PARAFAC — это распространенный метод разложения в тензорное разложение. Основная идея состоит в том, чтобы аппроксимировать исходные данные тензора суммой тензоров конечного ранга 1.

2.1. Параллельная факторная модель

Тензор — это многомерное расширение матрицы. Порядок тензора представляет размеры тензора, как показано на рисунке 1. Вектор, образованный $1^{ый}$ одномерный временной ряд вибрационного сигнала, собранного одноканальным датчиком, равен тензор 1-го порядка . Матрица представляет собой тензор 2-го порядка. Многомерный массив выше трехмерный уровень представляет собой тензор высокого порядка.

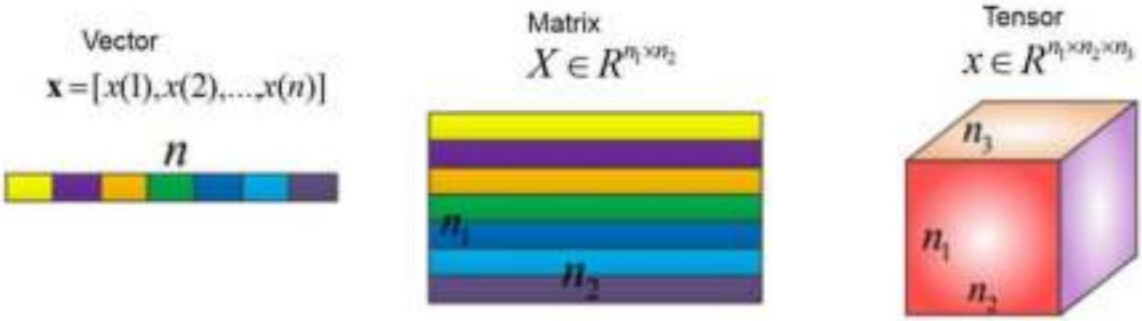


Рисунок 1. Тензор.

В двумерной матрице переменная xp,q обычно применяется для указания компоненты двумерной матрицы, нижний индекс которой обозначает ось x, а нижний индекс q обозначает ось y в двумерной системе координат x-y . Переменная xp,q,k указывает на элемент трехмерной матрицы, который индекс p обозначает ось x, нижний индекс q обозначает ось y, а нижний индекс q обозначает ось z - в трехмерной координате x-y-z. система. Двумерный массив трехмерной матрицы представляет собой подмассив трехмерной матрицы. подмассив помечен как срез трехмерной матрицы по оси. Низкоранговое разложение ось z — ось, матрица расширяется для построения трехмерной матрицы. Пусть переменная xp,q,k является элементами трехмерная матрица X C P×Q×K, где p = 1, · · · P; q = 1, · · · , Q; k = 1, · · · Трехмерные матрицы , K. можно представить как векторное внешнее произведение следующим образом:

элементы трехмерной матрицы

$$X = a_1 \circ b_1 \circ c_1 + \ldots + a_R \circ b_R \circ c_R = \sum_{p=1}^{P} a_p \circ b_r \circ c_r \quad (1)$$

где $a_r \in \prod_{b_r} \in Q c_r \in K r = 1, 2, \ldots, R$. Уравнение (1) дает нижний порядок процесс разложения 3D-матрицы. Порядки трехмерных матриц X равны R. Модель для разложения трехмерной матрицы низкого ранга, как показано в уравнении (1), является параллельный коэффициент Модель. На рисунке 2 показана процедура модели PARAFAC.

Machine Translated by Google

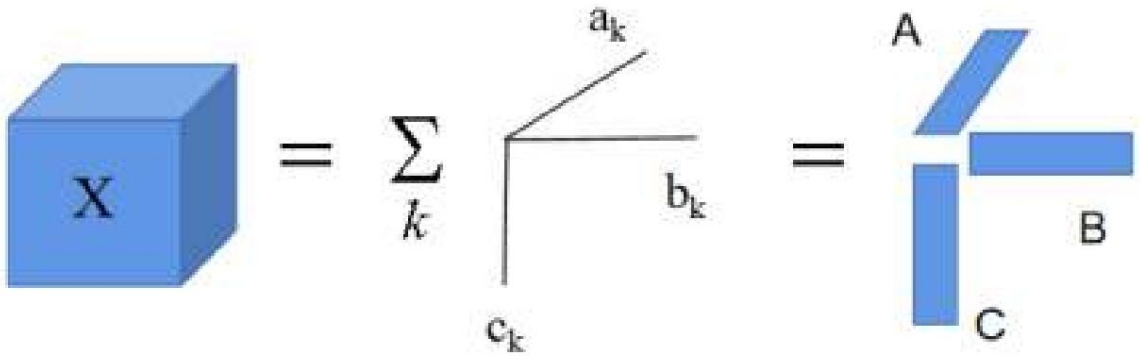


Рисунок 2. Процедура параллельного факторного разложения.

Здесь определения трех матриц следующие:

$$A = [a1, \ldots, aP]$$
$$B = [b1, \ldots, БР] \quad (2)$$
$$C = [c1, \ldots, cP]$$

Символы A, B и C обозначают три массива нагрузки в модели PARAFAC. Уравнение (2) показывает, что компоненты трехмерного массива X разлагаются как сумма умножения R- компонентов .

2.2. Единственность параллельного факторного разложения

Для двумерной матрицы, когда ранг матрицы больше 1, разложение двумерной матрицы низкого ранга не является уникальным, если нет специальных структурных ограничения. Для процесса разложения матрицы X = ABT , существует еще один набор матрицы $\overline{A}$, $\overline{B}$, то есть X = $\overline{AB}\overline{T}$. Однако A = $\overline{A}$ПА A, B = ВП$\overline{B}$ B. Здесь символы размерная матрица'
ПА и ПВ — матрицы перестановки столбцов, а символы A и B — диагональная шкала.
матрицы. Единственность двумерного матричного разложения иллюстрируется выражением обратный метод. Для любого подхода полного ранга T $C^{Ф\times Ф}$ c

$$X = АБТ = АТТ\text{-}1В\ T = \overline{АБТ} \quad (3)$$

Среди них

$$\overline{A} = AT = [a1, \ldots, aФ] \quad (4)$$

$$\overline{B} = B(T^{1})^{T} = b1, \ldots, парень = \quad (5)$$

где a и b — векторы-столбцы массивов A и B. Если массивы A, B заполнены ранга, $\overline{A}$ и B также являются матрицами полного ранга, то мы имеем

$$X = \overline{АБТ} = a1\overline{б}^{T}_{1} + a2\overline{б}^{T}_{2} + \cdots + a\overline{Fb}^{T}_{Ф} \quad (6)$$

Приведенная выше формула удовлетворяет определению разложения низкого порядка. Однако, T = П . Следовательно, низкоранговое разложение двумерной матрицы не является уникальным.

Принципиальное отличие параллельной факторизации от двумерной матрицы разложения является уникальность его разложения, что является одной из причин того, что Модель PARAFAC широко используется при анализе данных. Теорема единственности PARAFAC разложение происходит из новой концепции k-порядка. K-порядок матрицы A равен максимальный порядок k и удовлетворяет условию, что любые k вектор-столбцов массива A линейно некоррелированы, что раскрывает достаточные условия единственности метод параллельной факторизации для применения в анализе данных. Рассмотрим подпрофиль матрица модели PARAFAC по оси X.

$$X^{K\times K}_{П} = БДп(A)C^{T} \quad p = 1, 2, \ldots, П \quad (7)$$

Machine Translated by Google

Здесь матрица равна A R P×R, B R Q×R, C R K×R, если выполнено следующее неравенство удовлетворен

$$кА + кВ + кС \quad 2(R + 1) \tag{8}$$

Матрицы A, B и C уникальны.

3. Гибридный метод с PARAFAC_GA_BP_NN 3.1. Алгоритм на PARAFAC

3.1.1. Оценка ядерной согласованности

Алгоритм PARAFAC очень чувствителен к заранее оцененному коэффициенту F. Когда параметр F оценивается как слишком низкий, физически значимое решение не получается. Если параметр F оценивается как слишком высокий, это приводит к увеличению ошибки модели и увеличению отклонения между калибровочными значениями и истинными значениями. Поэтому подходящее значение фактора F очень важно для построения модели PARAFAC. Необходимо предварительно оценить количество факторов. Поскольку ранги тензоров получаются асимптотически, обычно используются разные методы для оценки числа факторов разложения с нескольких точек зрения. Здесь оценка основной согласованности является эффективной методологией оценки факторов путем расчета уровня сходства между супердиагональным массивом T и основным массивом трехмерных данных G в модели PARAFAC.
Расчет основной согласованности (δ) определяется следующим образом:

$$\delta = 100 \times \frac{\Phi \quad \Phi \quad \Phi \quad \text{где ж - тде ж}^{2}}{\Phi} \tag{9}$$

$$d=1 \; e=1 \; f=1$$

$$1$$

где параметр F — номер фактора в модели PARAFAC, параметр gde f — элемент матрицы G, параметр tde f модели PARAFAC, супердиагональные и является элементом T. Для идеала массивы T и G должны быть очень похожи, в этот момент значение согласия ядра равен 100%. Обычно, когда значение согласия ядра равно или превышает 60%, модель считается близкой к трилинейности. Однако, когда значение согласия ядра ниже 60%, считается, что модель отклоняется от трилинейности. Гораздо более точное число факторов получается в зависимости от изменения значения согласия ядра.

3.1.2. Трилинейный метод попеременных наименьших квадратов (TALS)

Xpqk — произвольный трехмерный набор данных. Двумерные матрицы определяются как Xp(Q × K), Xq(P × K) и Xk (P × Q) , соответствующие элементы которых удовлетворяют следующим условиям.

$$Xp(q, k) = Xq(p, k) = Xk(p, q) = Xpqk \tag{10}$$

Затем трехмерная матрица описывается как совместное кубическое уравнение по трем различным измерениям.

$$\begin{aligned} Xp &= Bdiag(A(p, :))C \quad ^{T}, p = 1, 2, \ldots, я \\ Xq &= Cdiag(B(q, :))A \quad ^{T}, q = 1, 2, \ldots, J\ k = \\ Xk &= Adiag(C(k, :))B \quad ^{T}, 1, 2, \ldots, K \end{aligned} \tag{11}$$

Machine Translated by Google

где переменные Xp Xq и Xk обозначают срез трехмерной матрицы X в трех направлениях P, Q и K. Символdiag (A(k, :)) обозначает квадратную матрицу после диагонализации элементов k-й строки матрицы A и т. д. из уравнения (11).

$$\begin{matrix} \text{Bdiag}(A(1,:))C^{T} \\ \text{Cdiag}(B(2,:))C^{T} \\ \vdots \\ \text{Адиаг}(C(I,:))C^{T} \end{matrix} = \begin{matrix} \text{Бдиаг}(A(1,:)) \\ \text{Cdiag}(B(2,:)) \\ \vdots \\ \text{Адиаг}(C(Я,:)) \end{matrix} {}_{C}{}^{T} = \begin{matrix} \text{Си=1} \\ \text{Си=2} \\ \vdots \\ \text{Си=Я} \end{matrix} = X\,PQ\times K \tag{12}$$

$$\begin{matrix} \text{Бдиаг}(A(1,:)) \\ \text{Cdiag}(B(2,:)) \\ \vdots \\ \text{Адиаг}(C(Я,:)) \end{matrix} = A \bullet B \tag{13}$$

Затем модель PARAFAC выражается в виде продукта Хатри-Рао.

$$\begin{aligned} X\,П\times КК &= A(B\bullet C)^{T} \\ X\,Q\times КП &= B(C\bullet A)^{T} \\ X\,К\times ПК &= C(A\bullet B)^{T} \end{aligned} \tag{14}$$

Основная идея метода TALS заключается в обновлении одного массива за один шаг путем инициализации матрицы и обновления остальных матриц с использованием метода наименьшего среднего квадрата (LMS). Этот шаг повторяется до тех пор, пока алгоритм не сходится.

Гипотетический набор 3D-данных X с размерами P × Q × K представлен трилинейная модель в следующем виде.

$$x_{p,q,k} = \sum_{f=1}^{Ф} a_{p,f}\, b_{q,f}\, c_{k,f} + e_{pqk} \quad p = 1 \cdots q = 1 \cdots Q \; k = 1 \cdots P \cdots K \tag{15}$$

Здесь символ F обозначает количество компонент, символ ap, f — p-я компонента вектора a, символ bq, f — q-я компонента вектора bf , символ f — k-я компонента вектора bf. вектор с ж . Символ $x_{p,q,k}$ (p = 1, … , P, q = 1, …, Q , ck, f k = 1, … , K). P × Q × K образует трехмерное пространство набора данных X. Символ epqk(p = 1, … , P, q = 1,…, Q, k = 1,…, K) — ошибка, которая формирует набор трехмерных ошибок E в системе координат P × Q × K. Символ A = [a1, a2, . . . , aP] определяется как матрица P × F.

B = [b1, b2, . . . , bQ] — матрица размера Q × F. Символ C = [c1, c2, . . . , cK] — матрица размера K × F.

Матрица A рассчитывается как:

$$\begin{matrix} X_{\ldots 1} \\ X_{\ldots 2} \\ \vdots \\ X_{\ldots K} \end{matrix} = \begin{matrix} \text{БдиагC}(1,:) \\ \text{БдиагC}(2,:) \\ \vdots \\ \text{BdiagC}(K,:) \end{matrix} {}_{A}{}^{T} + Э_{K} \tag{16}$$

Здесь $X_{\ldots k} = \text{Bdiag}(C(k,:))A^{T} + Э_{\ldots к}$, к = 1, 2, . . . , K, Ek – ошибка.

Наименьшая среднеквадратическая оценка матрицы A^{T} определяется следующим уравнением.

$$B = \begin{matrix} \text{БдиагC}(1,:) \\ \text{БдиагC}(2,:) \\ \vdots \\ \text{BdiagC}(K,:) \end{matrix} + \begin{matrix} X_{\ldots 1} \\ X_{\ldots 2} \\ \vdots \\ X_{\ldots K} \end{matrix} \tag{17}$$

Здесь, $[\,]^{+}$ является обобщенным обратным.

Machine Translated by Google

Матрица B определяется как:

$$\begin{matrix} Д...1 \\ Д...2 \\ \vdots \\ Д...П \end{matrix} = \begin{matrix} CdiagA(1,:) \\ CdiagA(2,:) \\ \vdots \\ CdiagA(P,:) \end{matrix} {}_{б}^{T} + EP \quad (18)$$

Здесь $Y...p = Cdiag(A(p,:))B + E^{T}...p$, $p = 1, 2, \ldots, P$, $E^{T}P$ – ошибка.
Наименьшая среднеквадратическая оценка матрицы B определяется как:

$$БˆT = \begin{matrix} CdiagA(1,:) \\ CdiagA(2,:) \\ \vdots \\ CdiagA(P,:) \end{matrix} + \begin{matrix} Д...1 \\ Д...2 \\ \vdots \\ Д...П \end{matrix} \quad (19)$$

Матрица C определяется следующим образом.

$$\begin{matrix} З...1 \\ З...2 \\ \vdots \\ З...K \end{matrix} = \begin{matrix} АдиагБ(1,:) \\ АдиагБ(2,:) \\ \vdots \\ AdiagB(Q,:) \end{matrix} {}_{с}^{T} + эквалайзер \quad (20)$$

Здесь $Z...q = Adiag(B(q,:))C^{T} + E...q$, $q = 1, 2, \ldots, Q$, EQ – ошибка.
Наименьшая среднеквадратическая оценка параметра C^{T} определяется как:

$$CˆT = \begin{matrix} АдиагБ(1,:) \\ АдиагБ(2,:) \\ \vdots \\ AdiagB(Q,:) \end{matrix} + \begin{matrix} З...1 \\ З...2 \\ \vdots \\ З...K \end{matrix} \quad (21)$$

Циклы (1)–(3) повторяются, и матрица обновляется до сходимости.

3.1.3. Алгоритм реализации параллельного факторного анализа

Каждый элемент Xpqk тензора X P×Q×K состоит из трилинейной компонентной модели. следующее:

$$xpqk = \sum_{f=1}^{Ф} ap\,f\,bq\,f\,ck\,f + epqk \quad (22)$$

При обработке сигналов параметр F вносит вклад в сигнал переходного отклика, представляет собой переменная bq f значение компонента f , связанного с информацией о p-й выборке, переменная ap f, представляет собой значение отклика f-го компонента, связанного с информацией о q-й выборке. переменная ck f представляет собой значение f-го компонента, связанного с информацией k-й выборки . Переменные ap f , bq f и ck f являются компонентами массива A, B и C. Переменная epqk представляет собой ошибку измерения. Приведенное выше уравнение имеет форму модели PARAFAC. Через три матрицы срезов можно выразить то, что трилинейная модель выражается в следующей форме, которая аналогична разложению по сингулярным значениям в PCA.

$$\begin{matrix} Xp...(Q \times K) = Bdiag(ap)C^{T} + Ep...(J \times K), p = 1, 2, \ldots, \\ Xq...(K \times P) = Cdiag(bq)A^{T} + Eq...(K \times I), q = 1, 2, \ldots, Q + \\ Xk...(P \times Q) = Adiag(ck)B^{T} + Ek...(P \times Q), k = 1, 2, \ldots, \end{matrix} \begin{matrix} П \\ \\ K \end{matrix} \quad (23)$$

Здесь параметры ap, bq и ck — это p-я строка массива A, q-я строка массива B и k-я строка массива C. Символыdiag (ap), diag(bq) иdiag (ck) — диагональные векторы матрицы F × F. Параметры ai , bj и ck являются элементами диагональных векторов. Символ «T» обозначает транспонирование матрицы. Переменные

Machine Translated by Google

Ep...(Q × K), Eq...(K × P) и Ek...(P × Q) — три среза массива ошибок. Уравнение (22) выражается в виде матрицы.

$$X = AT(F\times FF)\,(C \otimes B)^{T} + E \quad (24)$$

Здесь символ ⊗ — произведение Кронекера, массив T (F×FF) — двумерная матрица рекомбинации основного кадра трехмерных данных T. Переменная T представляет собой единичный диагональный массив трехмерных данных (также называемый супердиагональный массив) с размером матрицы (F × F × F), где элемент супердиагонали равен 1, а остальные элементы равны нулю.

В стандартной модели PARAFAC сумма квадратов остатков (SSR) представляет собой минимизируемую величину. функции потерь, которая определяется как:

$$CCP = \sum_{p=1}^{П}\sum_{q=1}^{K}\sum_{k=1}^{K} x_{pqk} - \sum_{f=1}^{Ф} a_{p\,f}\, b_{q\,f}\, c_{k\,f} = \sum_{p=1}^{П}\sum_{q=1}^{K}\sum_{k=1}^{K} e_{пкк}^{2} \quad (25)$$

Разложение PARAFAC можно реализовать с помощью метода альтернативных наименьших квадратов (ALS) с помощью следующего итерационного процесса.

Определение количества компонентов F.

Инициализируйте массивы B и C. Решите матрицу A.

Решение оценки ap = 1, ... , $P_{п}^{T}$ = diag B A Xp (C ⊗ B) $)^{+}$, что означает, что вектор Diag(•) получает элементы на главной диагонали матрицы. Верхний индекс «+» указывает на обобщенное обратное, B + = (Б ТБ) ^{1} $_{Т\,В}$.

Массивы B и C оцениваются с помощью следующих уравнений.

$$б_{q}^{T} = \text{Diag } C + Xq\ldots(A \otimes B)^{T})^{+}, \; q = 1, \ldots, Кью \quad (26)$$

$$c_{к}^{T} = \text{диаг } A + Xk\ldots(B \otimes A)^{T})^{+}, \quad к = 1, \ldots, K \quad (27)$$

Затем (3) и (4) повторяются до тех пор, пока SSR не станет меньше порога, который по умолчанию установлен как 1 × 10 ^{6} .

На основе уникальной мульти-декомпозиции в модели PARAFAC получаются подмассивы A, B и C , которые представляют информацию об образце, информацию о процессе реагирования и информацию о зондировании.

3.2. Алгоритм ГА ГА —

это эволюционный эвристический алгоритм, который был разработан на основе дарвиновского естественного отбора и биологической эволюции генетики в 1975 году. Первоначально он был создан для решения крупномасштабных и сложных задач оптимизации, которые не могли быть эффективно решены классическими математическими методами. Идея ГА заключается в следующем: в случайном инициализированном наборе особи отбираются в соответствии с их размером приспособленности, а затем скрещивание и генетическая мутация создают новые наборы, которые лучше предыдущего, а также относительно ближе к глобальному оптимальному решению.

Когда ГА используется для решения проблемы, сначала определяются целевая функция и переменные проблемы, а переменные кодируются. Решение задачи представлено строками чисел в GA. Генетический оператор работает непосредственно со строками. Метод кодирования делится на двоичное кодирование и реальное кодирование. Если индивидуум представлен в двоичной кодировке, формула декодирования для преобразования двоичных чисел в десятичные числа определяется как:

$$F(xi1, xi2, \ldots, xil) = Ri + 2\,i \; 1 \; {}^{л}_{j=1}\overline{Ti \quad Ri}\; xij\; 2\,j \quad 1 \quad (28)$$

Machine Translated by Google

Здесь параметры xi1 , xi2 , . . . , xil — i-я строка. Длина каждой строки равна l. Каждый
Параметр имеет значение 0 или 1. Параметры Ti и Ri являются двумя конечными точками i-й строки Xi .

Фундаментальная процедура ГА состоит из операций отбора, скрещивания и мутации. Новая популяция выбирается из старой популяции с порогом вероятности, который определяется значениями приспособленности. Принцип заключается в том, что чем выше показатель приспособленности особи, тем выше вероятность появления новой популяции. Операция скрещивания заключается в обмене и объединении двух хромосом для создания новой превосходной особи. Мутация заключается в выборе любого индивидуума из популяции, и выбирается точка в хромосоме, в которой будет произведена мутация для создания лучшего индивидуума. В данной статье ГА используется для оптимизации АД с целью улучшения классификационной диагностики центробежных насосов.

Основной процесс реализации заключается в следующем: (1) Случайная инициализация популяций.
(2) Рассчитайте значения приспособленности популяции, на основе которых идентифицируются оптимальные особи.
(3) Выберите хромосомы.
(4) Кроссинговерные хромосомы.
(5) мутация хромосом.
(6) Определите, завершена ли эволюция, если нет, вернитесь к шагу 2.

3.3. Принцип обратного

распространения BP_NN — это многоуровневая NN с прямой связью, которая обучается в соответствии с ошибкой. В настоящее время он имеет самое широкое применение среди NN. BP-NN типичен для прямой сети и имеет более трех уровней без обратной связи. Внутри слоев нет взаимосвязей. Его структура показана на рисунке 3. Структура показывает, что нейронная сеть BP-NN может реализовать преобразование n-мерной входной матрицы в m-мерную выходную матрицу путем соединения обновленного веса и порога. В общем, BP_NN использует сигмовидную функцию или линейную функцию в качестве передаточной функции.

$$= + f(x) = 1 \frac{1}{+ e \quad x} \tag{29}$$

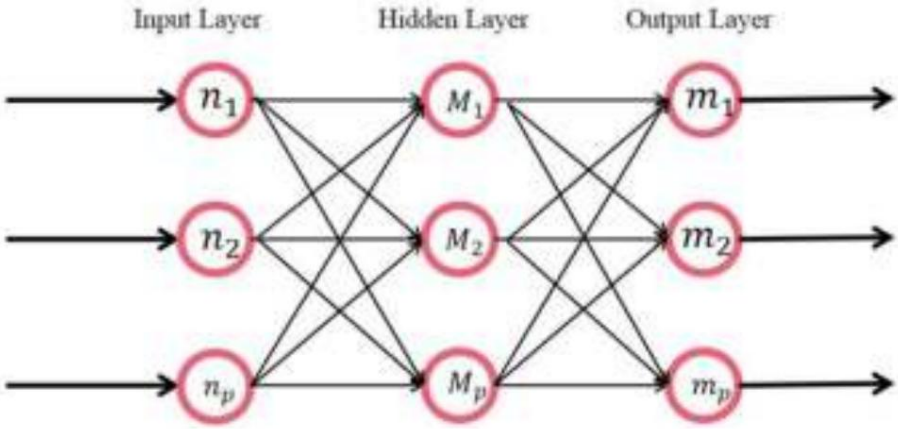


Рисунок 3. Структура BP_NN.

В модели BP_NN номер узла скрытого слоя оказывает большое влияние на точность диагностики. Меньшее количество узлов снижает способность сети к обучению, что потребовало увеличения количества циклов обучения. Слишком большое количество узлов увеличивает время обучения, а это означает, что может легко произойти переобучение. В [23] указывается, что должно существовать оптимальное количество узлов скрытого слоя. Для исследования такого количества узлов многие учёные предлагали различные решения [24–26], в том числе использование экспериментального метода, введение гиперплоскости, динамическую полнопараметрическую саморегулировку и так далее. Получен ряд эмпирических фор

- + +
=

Machine Translated by Google

Таким образом, можно получить оптимальное количество узлов скрытого слоя. Обратитесь к следующую формулу [24–26]:

$$л < \sqrt{м + п + а}$$
$$л = \text{войти}_2 \quad (30)$$

Здесь параметр n — это количество узлов на входном уровне, переменная l — это количества узлов на промежуточном уровне, переменная m — это количество узлов на промежуточном уровне. выходной уровень, а переменная a является константой от 0 до 10. В статье входные узлы (n) равно 8, выходные узлы (m) равны 4, а узлы промежуточного уровня установлены равными 3.

4. Экспериментальная система центробежного насоса.

Промышленная экспериментальная система шламового насоса показана на рисунке 4. модель центробежного насоса в эксперименте – Weir/Warman 3/2 CAH с закрытым крыльчатка C2147. Диаметр крыльчатки составляет 8,5 дюймов. Центробежный насос есть приводится в движение двигателем. Между двигателем и центробежным насосом имеется клиноременная передача. с передаточным числом 13/6. Параметры двигателя приведены в таблице 1.



Рисунок 4. Экспериментальная система центробежного насоса.

Таблица 1. Параметры двигателя.

Модель	Рейтинг Напряжение (В)	Максимум Скорость (об/мин)	Рейтинг Скорость (об/мин)	Рейтинг Окружающий Температура (°C)	Рейтинг Власть (ХП)	Перегрузка Фактор	Мотор Размер
	230/460	1200	1180	40 40 40 40		1,15	362 Т
	230/460	1200	1180			1,15	362 Т

Система сбора вибрационного сигнала показана на рисунке 5 и в основном состоит из анализатор сигналов и портативный компьютер для хранения данных. Система приобретает множество сигналы канала, включая 3-осевую вибрацию, акустику, расход, давление и температуру.
Для получения экспериментальных данных выполняются следующие условия.

(1) Сбор данных не начнется до тех пор, пока центробежный насос не начнет работать бесперебойно.
(2) Частота дискретизации удовлетворяет теореме дискретизации.
(3) Для экспериментов, проводимых в каждом штате, собирается несколько наборов данных.

Machine Translated by Google



Рисунок 5. Система сбора данных.

Чтобы собрать нелинейные характеристические сигналы с несколькими режимами неисправностей, когда центробежный насос работает стабильно, для сбора данных скорость двигателя устанавливается равной 1200 об/мин. время сбора данных каждой группы составляет 20 с. Частота дискретизации составляет 9 кГц. Система синхронно собирает онлайн-данные о вибрации, акустике, расходе, давлении и т. д. нелинейное рабочее состояние машин во время производственного процесса моделируется с помощью контроль скорости потока и давления потока во время контура обработки, который состоит нелинейного и нестационарного режима многих отказов.

5. Смоделированный сигнал для анализа PARAFAC

Учитывая, что сигналы вибрации, полученные при мониторинге состояния меня- ( ) механическое оборудование в практической промышленной среде обычно повреждалось из-за типичный числовой сигнал генерируется для моделирования характеристики) информация о вибрации при диагностике неисправностей механической системы с использованием уравнения (31), который используется для оценки эффективности предлагаемого метода на основе PAFARAF и непрерывное вейвлет-преобразование (CWT). Моделируемый сигнал состоит из импульсных сигналов при возникновении неисправности в оборудовании и гауссовском белом шуме (GWN) с уровнем 1 дБ. отношение сигнал/шум (SNR).

$$x(\tau) = s(\tau) + n(\tau)$$

$$s(t) = \sum_{i} (1 + 0{,}2\cos(2\pi f_r t))\, e^{-700(t - i/f_i)} \cos(2\pi f_n (t - i/f_i)) \quad (31)$$

Здесь функция s(t) – периодический ударный сигнал, символы fr и fi – частота вращения и частота неисправности, которые составляют 30 Гц и 200 Гц. Присущее частота fn равна 2000 Гц. Символ n(t) обозначает шумовой сигнал. Неправильный сигнал моделируется так, чтобы состоять из частоты вращения, частоты сбоя и собственной частоты с шумовым искажением. Частота отбора проб и точки анализа устанавливаются следующим образом: fs = 12 000, N = 8192. Показаны временная и частотная области моделируемого сигнала. на рисунке 6, и можно обнаружить, что характеристики неисправности коррелируют как с собственная частота системы и частота вращения вала двигателя. Это может быть Видно, что частотные компоненты, связанные с характеристиками неисправности, включают гармонические частоты 2 fi , частоты модуляции fn n fi и другие частоты. Ключевой момент Для точной идентификации неисправности необходимо извлечь полезные частоты, относящиеся к неисправному характеристики исходного шумового сигнала.

Machine Translated by Google

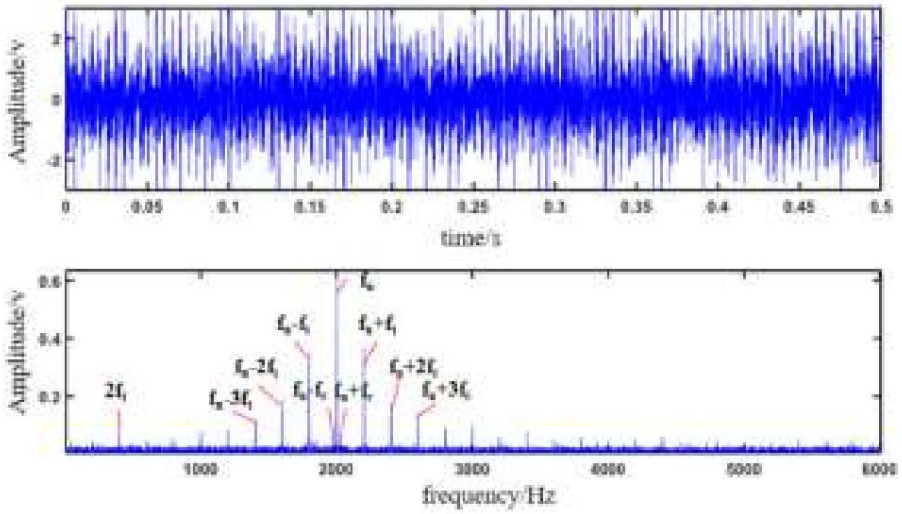


Рисунок 6. Поврежденный сигнал моделирования с шумом.

Хотя частотная область моделируемого сигнала на рисунке 6 представляет собой Частотная информация, связанная с характеристиками неисправности, скрыта сильным шумом и собственные частотно-зависимые компоненты. Характеристики отказа скрыты и расположен в условиях сильного шума. Необходимо обработать поврежденные данные для извлечения характеристические частоты неисправностей точно. CWT используется для анализа смоделированного импульса. сигнал. Базисная функция вейвлета —«comr3 3». Центральная частота вейвлета функция 3 Гц. На рисунке 7 показана CWT моделируемого сигнала. Однако частотные составляющие, связанные с повреждением, не отфильтровываются, что указывает на то, что традиционное частотно-временное преобразование недостаточно эффективно для выделения слабых характеристик повреждения. частотные компоненты моделируемого сложного зашумленного сигнала.

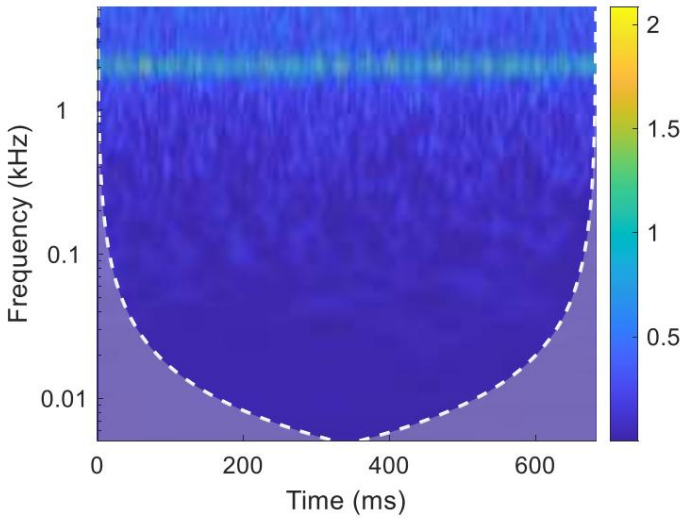


Рисунок 7. Вейвлет-преобразование моделируемого сигнала.

PARAFAC — это алгоритм тензорного разложения, и разложение уникально. В В случае, когда тензор хорошо моделирует N-мерные отношения, параллельный фактор разложение в значительной степени сохраняет исходный характеристический сигнал, в то время как признак вызванный отказом компонента механической системы, эффективно извлекается из оригинальная сложная системная информация. Основываясь на преимуществах PARAFAC, вейвлет получены коэффициенты моделируемого сигнала после непрерывного вейвлет-преобразования, которые применяется для построения одного тензора 3-го порядка размерностью 1 × 200 × 8192. Тензор разлагается с помощью параллельного факторного анализа для извлечения нескольких компонент факторов, которые

Machine Translated by Google

содержат информацию о канале, времени и частоте исходного многомерного сигнала. Для построения корректной параллельной факторной модели необходимо выбрать соответствующую долю группы факторов. Смоделированный сигнал определяет число фактора F с учетом перекрестной проверки и метода согласованности ядра, предложенного в разделе

На рисунке 8 показана перекрестная проверка смоделированного сигнала. Когда количество факторов F установлено от 1 до 3, параллельная перекрестная проверка факторов сигнала моделирования лучше как в группе подгонки, так и в группе проверки. Значения объясняющих переменных достигают более 80%, а согласованность ядра параллельной факторной модели достигает 100%. Таким образом, считается, что количество факторов F выбрано равным 3, чтобы создать параллельную факторную модель для тензора, который создается с помощью сигнала моделирования для анализа данных.

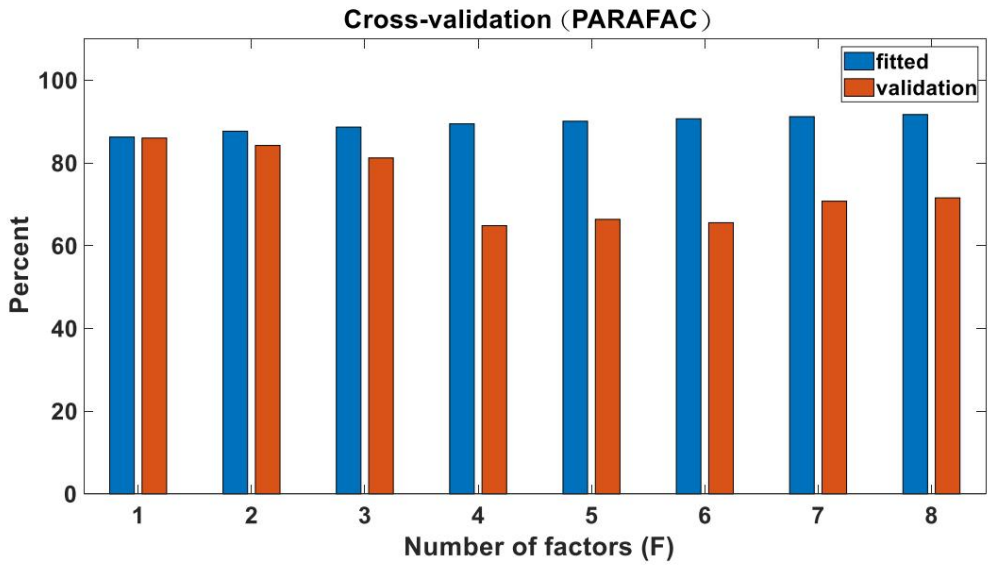


Рисунок 8. Перекрестная проверка смоделированного сигнала.

На рис . 9 показаны три подпространства, полученные после параллельного факторного разложения моделируемого сигнала неисправности с добавлением шума. Значения загрузки соответствуют информации о канале, времени и частоте исходного сигнала. Получены остаточные значения аппроксимации модели. Моделируемый сигнал разлагается с помощью PARAFAC на матрицу частот, матрицу времени и частотно-временную информацию. Амплитуды , соответствующие моделируемому импульсному сигналу в частотной матрице, имеют очевидные пики на частотах 2000 Гц и 0–100 Гц, что указывает на тот недостаток, что низкочастотные характеристики, связанные с компонентом неисправности, четко не выделяются. Временно -информационная матрица, полученная после разложения параллельного фактора, анализируется с помощью спектрограммы мощности, как показано на рисунке 10. Сравнение рисунка 7 и результатов на рисунках 9 и 10 подтверждает, что алгоритм PARAFAC имеет большое преимущество в более точная и эффективная форма выделения признаков сложных искаженных сигналов вибрации при диагностике неисправностей по сравнению с традиционными методами обработки сигналов во временной области .

Machine Translated by Google

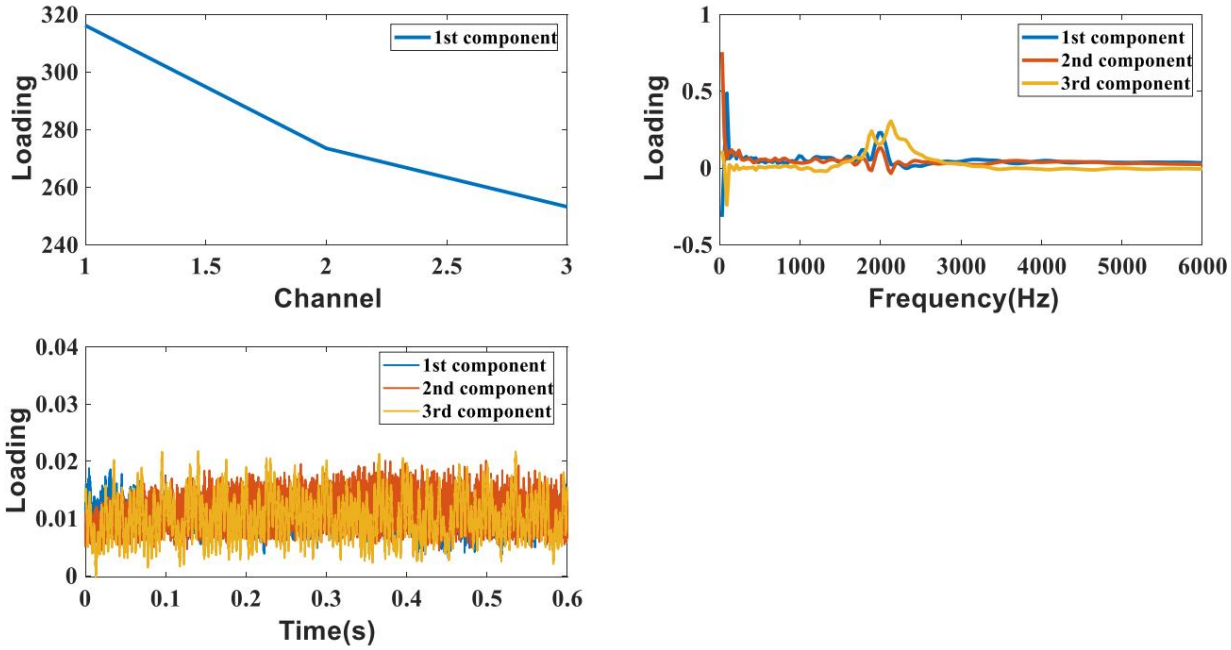


Рисунок 9. Параллельное факторное разложение моделируемого сигнала.

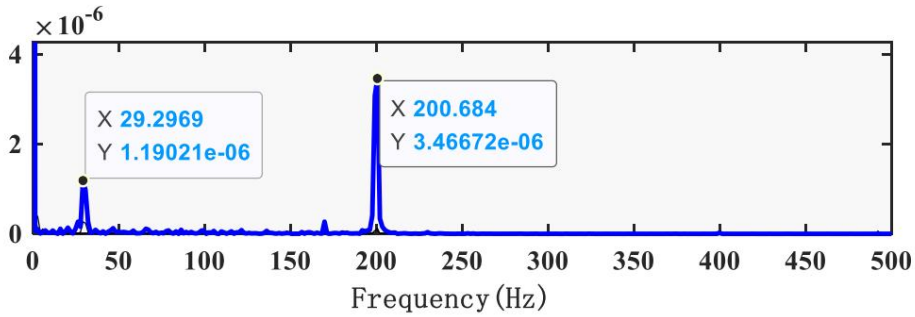


Рисунок 10. Спектр мощности разложенной матрицы нагрузки во временной области с помощью PARAFAC.

6. Обсуждение

На основе анализа смоделированного сигнала, как показано на рисунках 9 и 10, было подтверждено , что матрицы временных и частотных характеристик могут точно характеризовать информацию модели неисправности. Многомерная модель данных может быть построена путем включения данных, полученных от акселерометра, датчика потока и датчика давления, которые анализируются и обрабатываются алгоритмом PARAFAC. Матрицы временной и частотной нагрузки извлекаются как характеристические сигналы. Сорок наборов данных собираются из системы центробежного насоса в одном из четырех рабочих состояний: нормальное (F1), повреждение лопасти рабочего колеса (F2), повреждение кромки рабочего колеса (F3) и повреждение перфорации рабочего колеса (F4), которые используются для анализа рабочего состояния центробежного насоса для нелинейной диагностики множественных неисправностей.

Согласно теореме выборки Найквиста, максимальная частота спектра сигнала составляет половину частоты выборки 4500 Гц. Время сбора данных в каждом режиме рабочего колеса в эксперименте составляет 20 с при восемнадцати тысячах точек. Требуется снижение сложности обработки данных для лучшего сравнения, а предлагаемый алгоритм PARAFAC, описанный в разделе 3 , используется непосредственно для получения точек данных для четырех режимов отказа для извлечения признаков.

PARAFAC использовался для обработки тестовых данных. Мы рассмотрели сигналы вибрации, сигналы потока и сигналы давления из нескольких точек измерения, собранных в вышеупомянутой экспериментальной системе, в общей сложности для пятнадцати канальных сигналов. Цель выбора 15 каналов данных состоит в том, чтобы 15 физических системных переменных были достаточными для систематических измерений.

Machine Translated by Google

характеристики для управления состоянием нестационарной работы. Рабочее состояние центробежного насоса комплексно оценивается на основе множества аспектов физической информации, что делает диагностику неисправностей центробежного насоса более разумной и эффективн

Количество факторов модели PARAFAC можно определить, выбрав метод согласованной диагностики ядра в разделе 3. Число факторов варьируется от 1 до 8. Для проверки факторов имеются три группы данных. На рисунке 10 показана оценка ядерной согласованности.

Как показано на рисунке 11, когда количество факторов составляет от 1 до 5, значения согласованности ядра превышают 60%. Когда число факторов превышает 5, значения согласованности ядра быстро уменьшаются на 60%. Поэтому количество факторов в модели PARFAC выбрано равным 5. Алгоритм PARAFAC решается трилинейным методом попеременных наименьших квадратов. На рисунке 12 показан анализ сигнала с помощью PARAFAC, использованный для получения пяти компонентов в режиме 2 при четырех рабочих состояниях при углово Режим 2 предоставляет информацию о частоте. На рисунке 13 показан анализ сигнала с помощью PARAFAC, использованный для получения пяти компонентов в режиме 3 при четырех рабочих состояниях при угловой скорости 1200 об/мин. Модель 3 предоставляет информацию во временной области.

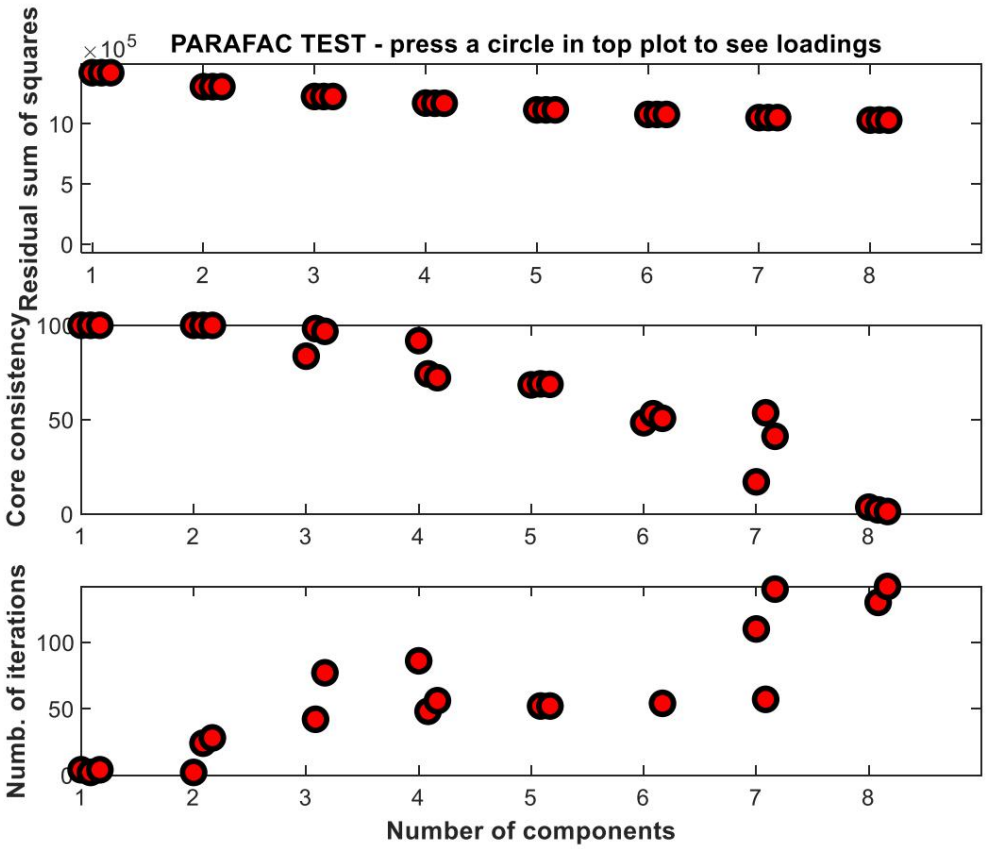


Рисунок 11. Оценка ядерной согласованности.

Многоканальные комплексные сигналы получаются от центробежного насоса и анализируются путем параллельного факторного разложения для получения информационных матриц времени и частоты. Временные матрицы, показанные на рисунке 13, анализируются с помощью дискретного преобразования Фурье (DFT) для получения информации о частотной области. ДПФ определяется следующим обра

$$S(\kappa) = \frac{H - 1}{k = 0} x(k \quad tz)e^{\frac{2\pi jnk}{N}}, (n = 1, 2, \ldots, N \quad 1) \tag{32}$$

Machine Translated by Google

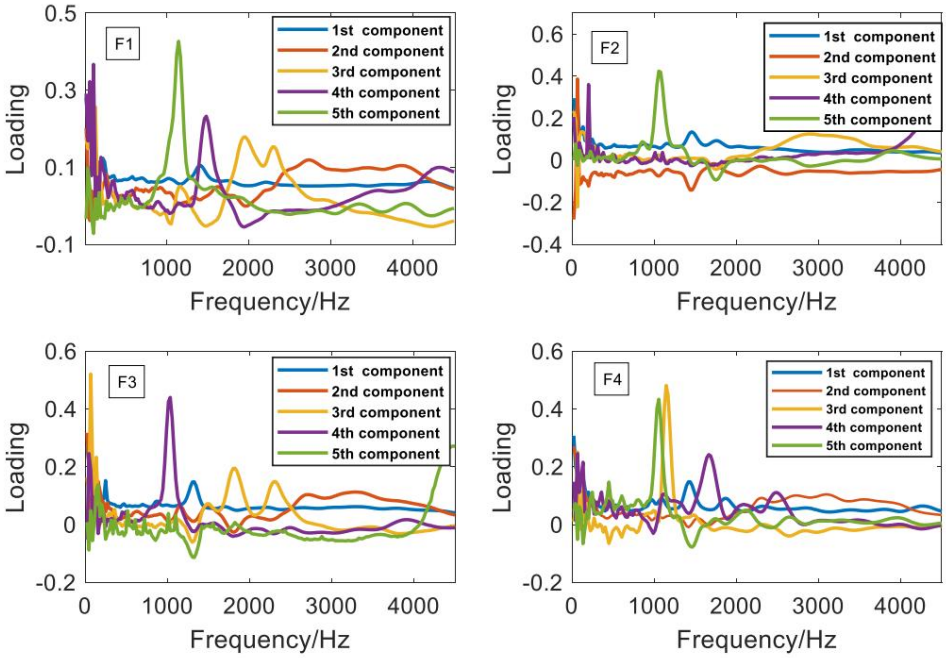


Рисунок 12. Разложение сигнала центробежного насоса 1200 об/мин в режиме 2: (F1) для нормального рабочего колеса, (F2) для повреждения лопасти, (F3) для повреждения кромки рабочего колеса, (F4) для повреждения перфорации рабочего колеса.

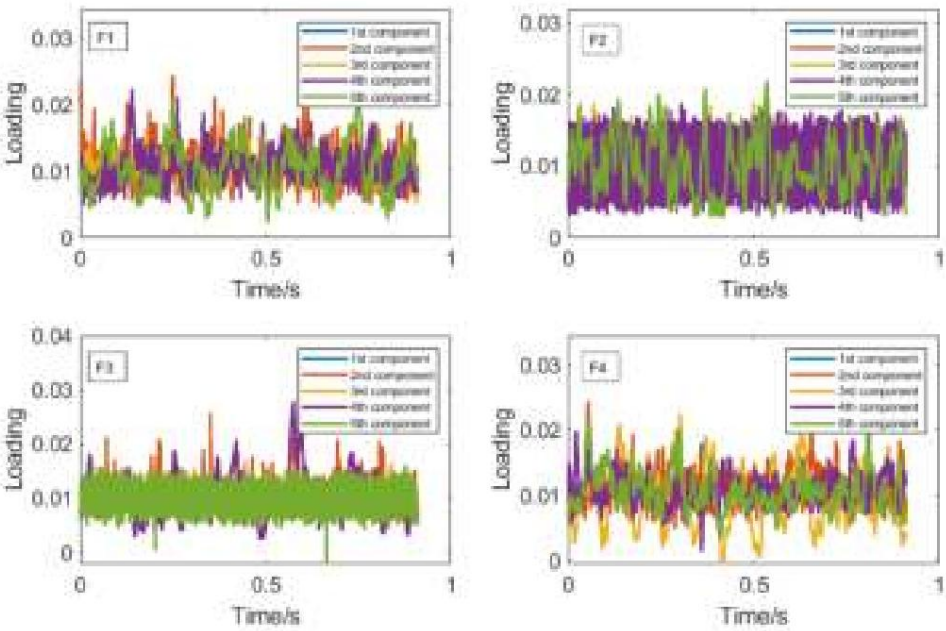


Рисунок 13. Разложение сигнала центробежного насоса со скоростью 1200 об/мин в режиме 3: (F1) для нормального рабочего колеса, (F2) для повреждения лопасти, (F3) для повреждения кромки рабочего колеса, (F4) для повреждения перфорации рабочего колеса.

На рис . 14 показаны частотные спектры четвертой компоненты при F1 и F2. Характеристическая частота при F2 составляет 250 Гц. На рис . 15 показаны частоты спектров пятой компоненты при F1 и F3. Характеристическая частота при F3 составляет 184 Гц. На рис . 16 показаны частотные спектры третьей компоненты при F1 и F4. Характеристическая частота при F4 составляет 20 Гц. Скорость вращения двигателя в этом эксперименте была установлена на уровне 1200 об/мин, а частота вращения составляла 20 Гц. Известно, что характеристическая частота неисправности рабочего колеса центробежного насоса, как правило, связана с частотной составляющей частоты вращения. Частота выхода из строя лопаток рабочего колеса выражается частотой прохождения лопаток, которая рассчитывается путем умножения частоты вращения на количество лопаток, которое в данной работе составляло 20 × 10 = 200 Гц. По поводу повре

Machine Translated by Google

и режиме повреждения кромки рабочего колеса характеристическая частота примерно распределяется в районе 200 Гц. Характерная частота перфорационного повреждения рабочего колеса составляет 12 Гц, что составляет около 1/2 частоты вращения. На основании приведенного выше анализа было подтверждено, что алгоритм параллельного фактора более эффективен для характеристической обработки многомерного сигнала центробежного насоса.

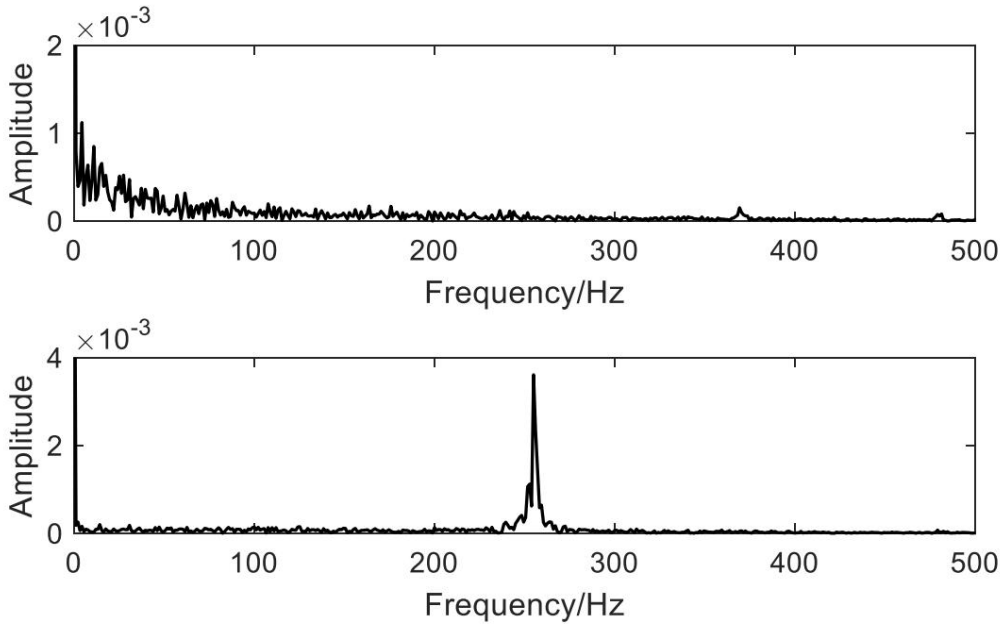


Рисунок 14. Спектральный анализ четвертого компонента под F1 и F2.

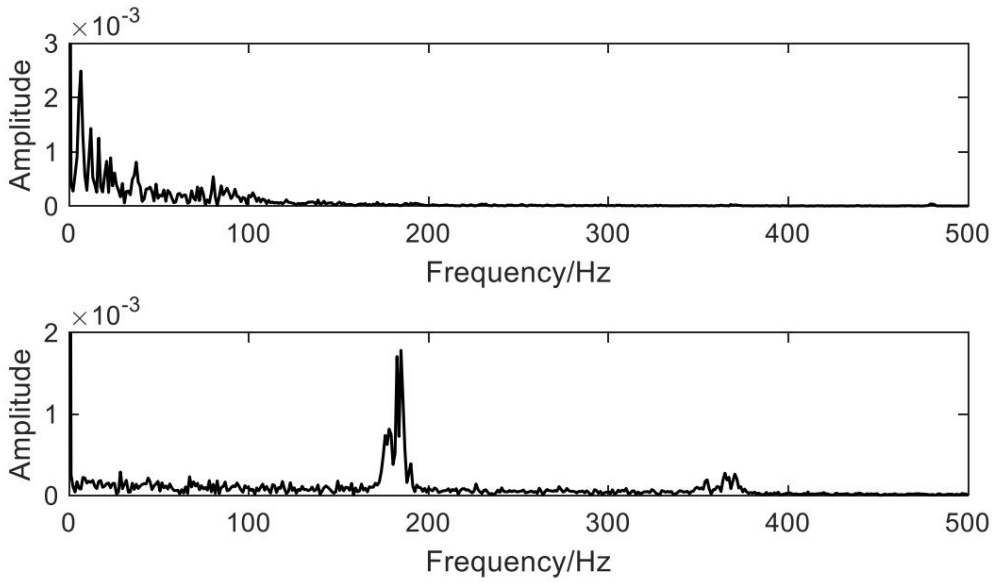


Рисунок 15. Спектральный анализ пятого компонента под F1 и F3.

Частотно-временные характеристики, извлеченные из сигналов нескольких источников путем разложения PARAFAC, вводятся в модель BP как характеристики. Рассчитана точность классификации модели. Выходные данные модели BP и соответствующее состояние центробежного насоса показаны в таблице 2.

Machine Translated by Google

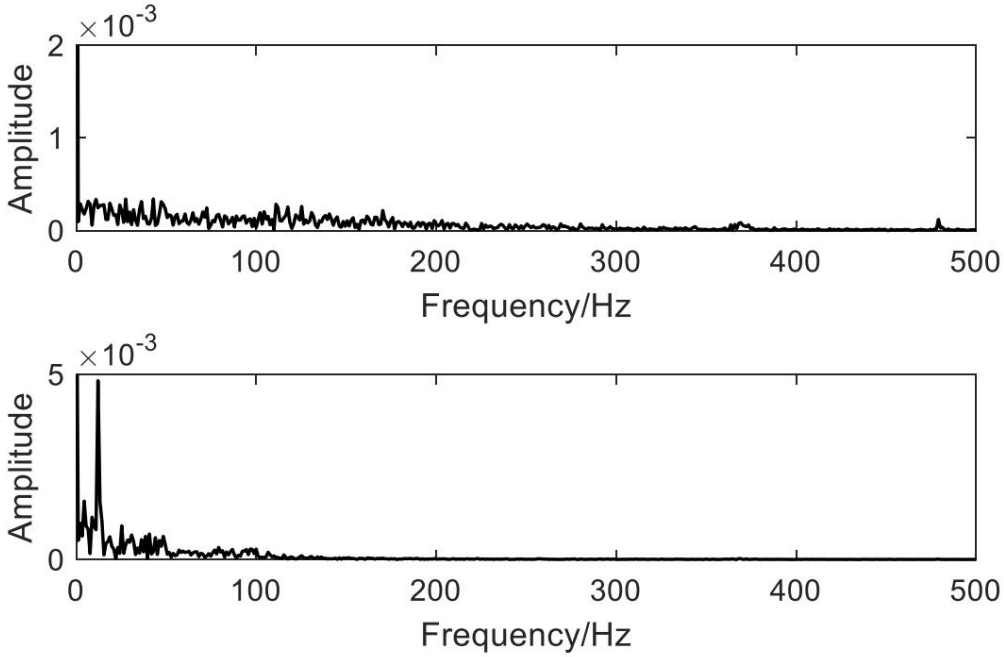


Рисунок 16. Спектральный анализ третьего компонента под F1 и F4.

Таблица 2. Ожидаемый результат нейронной сети, соответствующий каждому состоянию центробежного насоса.

Выходная метка	1	2	3	4
Ф1	1	0	0	0
Ф2	0	1	0	0
Ф3	0	0	1	0
F4	0	0	0	1

Выходная метка 1 2 3 4
Ф1 1 0 0 0
Ф2 0 1 0 0
Ф3 0 0 1 0
Ф4 0 0 0 1

Восемь статистических показателей каждого компонента составляют векторы признаков для последующих Классификация F1 NP_NN и GA_BP_NN. Статистика во временной и частотной области каждого Компонент F2 рассчитывается следующим образом:

(1) Частота центра тяжести:

$$Ф1 = \frac{\sum_{к=1}^{K} фс \cdot S(к)}{\sum_{к=1}^{K} C(к)} \quad (33)$$

(2) Среднеквадратическое значение (RMS) спектра

$$Ф2 = \sqrt{\frac{1}{K-1}\sum_{к=1}^{K} C(к) - \left(\frac{1}{K}\sum_{к=1}^{K} C(к)\right)^2} \quad (34)$$

(3) Среднеквадратическая частота (RMS)

$$F3 = \sqrt{\frac{\sum_{к=1}^{K} хз^2 \cdot C(к)}{\sum_{к=1}^{K} C(к)}} \quad (35)$$

Machine Translated by Google

(4) Пиковый коэффициент

$$\text{ПФ} = \frac{\max|x(i)|}{\sqrt{\frac{1}{H}\sum_{i=1}^{H} x(i)^2}} \quad (36)$$

Коэффициент зазора

$$\text{КЛФ} = \frac{\max|x(i)|}{\left(\frac{1}{H}\sum_{i=1}^{H}\sqrt{|x(i)|}\right)^2} \quad (37)$$

Коэффициент формы волны

$$\text{ВФ} = \frac{\sqrt{\frac{1}{H}\sum_{i=1}^{H} x_i^2}}{\frac{1}{H}\sum_{i=1}^{H}|x(i)|} \quad (38)$$

Импульсный фактор

$$\text{ЕСЛИ} = \frac{\max|x(i)|}{\frac{1}{H}\sum_{i=1}^{H}|x(i)|} \quad (39)$$

Фактор эксцесса

$$\text{КФ} = \frac{\sum_{i=1}^{H}(x(i)-\bar{x})^4}{\left(\sum_{i=1}^{H}(x(i)-\bar{x})^2\right)^2} \cdot \frac{H}{\left(\frac{1}{H}\sum_{i=1}^{H} x_i^2\right)^2} \quad (40)$$

На рисунке 17 показана диагностическая коррекция характеристик центробежного насоса в классификационной модели BP_NN. Существует одна ошибка между фактическим значением и прогнозируемым значением для F1 и пять ошибок между фактическим значением и прогнозируемым значением для F2. Мы улучшили точность идентификации статуса неисправности, поскольку GA был применен для оптимизации весов и порогов между каждым уровнем соединения модели BP_NN. На рисунке 18 показана диагностическая коррекция характеристик центробежного насоса в классификационной мод Существует только одна ошибка между фактическим значением и прогнозируемым значением для F3, что намного лучше, чем для BP_NN без оптимизации GA.

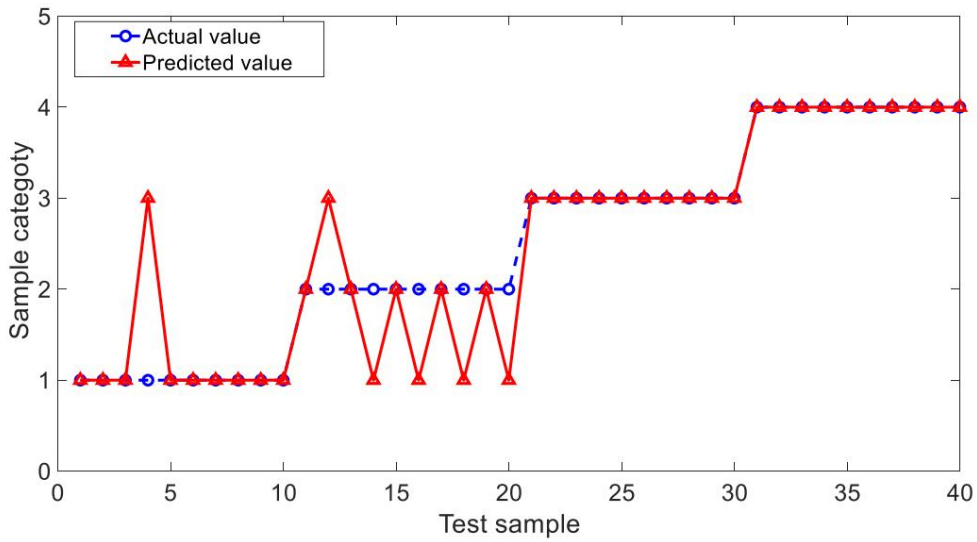


Рисунок 17. Сравнение фактических и прогнозируемых значений по BP_NN.

Machine Translated by Google

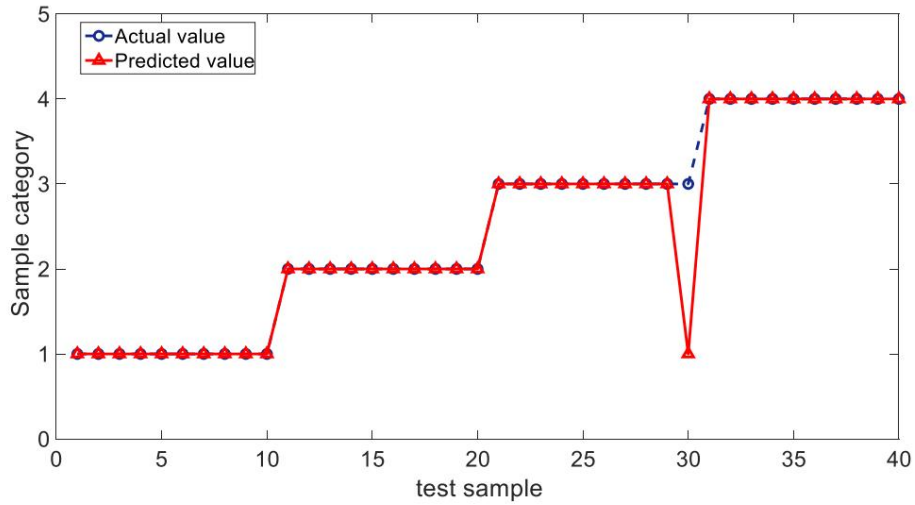


Рисунок 18. Сравнение фактических и прогнозируемых значений с помощью GA_BP_NN.

7. Выводы

С целью устранения множественных отказов рабочего колеса центробежного насоса была разработана экспериментальная система центробежного насоса для сбора многоканальных сложных сигналов неисправностей для его рабочего состояния. Непрерывное вейвлет-преобразование применялось для анализа многоканальных сигналов с целью построения трехмерных тензоров. Был предложен гибридный метод объединения многомерных данных на основе PAR Многомерный анализ сигналов сложных систем точно определил диапазон частот неисправности центробежного насоса. Достигнуто повышение точности диагностики . Из-за ограничений экспериментальных условий в этой статье исследовалась только точность классификации одиночных неисправностей многоканальных сигналов, в то время как режимы отказа механического оборудования в реальном производстве будут более сложными, что также определяет направление для будущих исследований.

Вклад автора: Концептуализация, SL; методология, XK; программное обеспечение, MO; проверка, SL; формальный анализ, SL; расследование, СЛ и ОД; ресурсы, XK; курирование данных, ML; письмо — подготовка оригинального черновика, SL; написание — обзор и редактирование, SL и HC; визуализация, ML; надзор, XK; администрация проекта, XK; приобретение финансирования, HC. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Национальный фонд естественных наук Китая (грант 51775390).

Заявление об информированном согласии: Информированное согласие было получено от всех субъектов, участвовавших в исследовании.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Экспериментальные данные были получены из Лаборатории надежности Университета Альберты в Канаде.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Ву, Б. Краткая дискуссия о диагностике неисправностей, осмотре и испытаниях подъемных механизмов. Китайское оборудование. англ. 2021, 153–154. 2.
Ся, Х.; Лу, Ю.; Су, Ю.; Ян, Дж. Диагностика механических неисправностей высоковольтного выключателя на основе реконструкции фазового пространства и улучшенного GSA-SVM. Китай Электр. Власть 2021, 54, 169–176.
3. Чжао П. Исследование метода диагностики вибрационных неисправностей и системной реализации центробежного насоса. доктор философии Диссертация, Северо- Китайский университет электроэнергетики, Пекин, Китай, 2011 г.
4. Тонг, З.М.; Синь, Дж.Г.; Тонг, СГ; Ян, З.-Ц.; Чжао, Ж.-Ю.; Мао, Ж.-Х. Внутренняя структура потока, обнаружение неисправностей и производительность
оптимизация центробежных насосов. Дж. Чжэцзянский университет. наук. А 2020, 21, 85–117. [Перекрестная ссылка]
5. Кастельянос Барриос, М.; Серпа, Алабама; Биазусси, JL; Верде, ВМ; Натачедо Сокорро Диас Аррифано Сассим. Идентификация неисправностей с использованием цепочки деревьев решений в электропогружном насосе, работающем в газожидкостном потоке. Дж. Пет. наук. англ. 2019, 184, 106490.
[Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

6. Чен Ю.; Юань, Дж.; Луо, Ю.; Чжан В. Прогнозирование неисправностей центробежного насоса на основе улучшенного KNN. Шок. Виб. 2021, 2021, 7306131. [CrossRef]
7. Бордолой, диджей; Тивари, Р. Идентификация засоров всасывающего потока и кавитации в корпусе центробежных насосов с помощью методов оптимальной машины опорного вектора. Ж. Браз. Соц. Мех. наук. англ. 2017, 39, 2957–2968. [Перекрестная ссылка]
8. Ню, К. Исследование диагностики неисправностей приводной цепи ветряных турбин на основе больших данных и искусственного интеллекта. доктор философии Диссертация, Шаньси Университет, Тайюань, Китай, 2019 г.
9. Сяошуай, Г. Исследование метода онлайн-мониторинга и диагностики неисправностей электродвигателя и центробежного насосного агрегата. доктор философии Диссертация, Пекинский химико-технологический университет, Пекин, Китай, 2020.
10. Такви, САА; Забири, Х.; Туфа, ЛД; Уддин, Ф.; Фатима, ЮАР; Маулуд, А.С. Обзор подходов к обучению, основанному на данных, для Обнаружение неисправностей и диагностика в химических процессах. ChemBioEng Ред. 2021, 8, 239–259. [Перекрестная ссылка]
11. Кюи, К.; Лин, В.; Ян, Ю.; Куанг, Х.; Сяо, Ю. Новая система устранения неисправностей и раннего предупреждения для воздушного компрессора. Измерение 2019, 135, 593–605. [Перекрестная ссылка]
12. Ю, Ю.; Ли, В.; Шэн, Д.; Чен, Дж. Новый метод диагностики неисправностей датчика, основанный на декомпозиции модифицированного ансамбля по эмпирическому моду и вероятностной нейронной сети. Измерение 2015, 68, 328–336. [Перекрестная ссылка]
13. Фавье, Г.; де Алмейда, ALF Обзор моделей PARAFAC с ограничениями. Еврасип Дж. Адв. Сигнальный процесс. 2014, 2014, 142. [Перекрестная ссылка]
14. Крушал, Дж. Б. Трехсторонние массивы: ранг и уникальность трилинейных разложений с применением к арифметической сложности и статистике. Линейная алгебра и ее приложения. 1997, 18, 95–138. [Перекрестная ссылка]
15. Ян, К. Исследование применения параллельного факторного анализа при слепом разделении множественных источников неисправностей. доктор философии Диссертация, Наньчанский университет аэронавтики, Наньчан, Китай, 2018.
16. Ли, Дж. Ф.; Чжан С.Ф. Совместная оценка угла и доплеровской частоты двухбазового радара MIMO на основе квадратично-линейной разложение. Дж. Аэронавт. 2012, 33, 1474–1482.
17. Нион, Д.; Сидиропулос, Н.Д. Метод обнаружения и локализации нескольких целей на основе PARAFAC в радиолокационной системе MIMO. В материалах Международной конференции IEEE 2009 г. по акустике, речи и обработке сигналов, Тайбэй, Тайвань, 19–24 апреля 2009 г.; стр. 2077–2080. [Перекрестная ссылка]
18. Вейс, М.; Ромер, Ф.; Хаардт, М.; Яннек, Д.; Хусар, П. Многомерный пространственно-частотный анализ данных ЭЭГ, связанных с событиями, с использованием закрытой формы PARAFAC. В материалах Международной конференции IEEE 2009 г. по акустике, речи и обработке сигналов, Тайбэй, Тайвань, 19–24 апреля 2009 г.; стр. 349–352. [Перекрестная ссылка]
19. Ян, Л.; Чен, Х.; Ключ.; Хуанг, Л.; Ван, К.; Мяо, Ю.; Цзэн, Л. Новый метод время-частота-пространство с параллельной теорией факторов для анализа больших данных при мониторинге состояния сложной системы. Межд. Дж. Адв. Робот. Сист. 2020, 17, 172988142091694. [Перекрестная ссылка]
20. Ли, Ю.; Юань, Х.; Ю, Дж.; Чжан, К.; Лю, К. Обзор применения генетического алгоритма в задачах оптимизации. Шаньдун, Индиана. Технол. 2019, 12, 242–243.
21. Чжао, Г.С.; Хуанг, Д.Л.; Чжао, Х. Диагностика неисправностей горных подшипников качения на основе RCMDE и GA-SVM. Угольная Технол. 2021, 40, 221–223.
22. Ма, Дж.; Мэн, Л.; Сюй, Т.; Мэн, Х. Исследование по диагностике неисправностей подшипников с помощью генетической радиальной нейронной сети на основе FastICA. Мах. Инструменты Гидраул. 2021, 49, 188–192.
23. Растегар, Р.; Харири, А. Шаг вперед в изучении компактного генетического алгоритма. Эвол. Вычислить. 2006, 14, 277–289. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]
24. Сюй, Ю.; Он, М. Улучшенная искусственная нейронная сеть на основе интеллектуального алгоритма оптимизации. Нейронная сеть. Мир 2018, 28, 345–360. [Перекрестная ссылка]
25. Льв, Ю.; Лю, В.; Ван, З.; Чжан, З. Технология локализации WSN на основе гибридного алгоритма GA-PSO-BP для внутренних трех- Пространство измерений. Вирел. Перс. Коммун. 2020, 114, 167–184. [Перекрестная ссылка]
26. Хан, Х.; Вэй, З.; Чжан, Б.; Ли, Ю.; Ду, Т.; Чен, Х. Прогноз эвапотранспирации сельскохозяйственных культур с учетом динамического изменения коэффициента сельскохозяйственных культур и эффекта осадков в модели нейронной сети обратного распространения ошибки. Дж. Гидрол. 2021, 596, 126104. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Обзор

Методы машинного обучения в CFD для турбомашин: Обзор

Джеймс Хаммонд [1], Ник Пеппер [2], Франческо Монтомоли 1* и Витторио Микеласси 3

1 Факультет аэронавтики, Имперский колледж Лондона, Лондон SW7 2AZ, Великобритания; j.hammond18@imperial.ac.uk
2 Институт Алана Тьюринга, Лондон NW1 2DB, Великобритания;
3 npepper@turing.ac.uk Turbomachinery & Process Solutions, Baker Hughes, 50127
Флоренция, Италия;
vittorio.micchelassi@bakerhughes.com * Адрес для переписки: f.montomoli@imperial.ac.uk

Аннотация: Вычислительная гидродинамика является одним из наиболее надежных инструментов при проектировании и анализе компонентов турбомашин. От главного вентилятора на входе, через секции компрессора и сгорания до турбин на выходе, CFD используется для выполнения анализа потока жидкости и теплопередачи, чтобы помочь проектировщикам извлечь максимальную производительность из каждого компонента. В некоторых случаях, например, при расчетных характеристиках осевого компрессора, современные методы способны обеспечить хорошую точность прогнозирования. Однако во многих областях требуются усовершенствованные методы, позволяющие давать надежные прогнозы, чтобы можно было с уверенностью продолжить исследование соответствующих пространств проекти
В этом документе показаны последние разработки в области CFD для турбомашин, в которых используются методы машинного обучения для повышения точности прогнозирования, сокращения времени прогнозирования, анализа и управления неопределенностью, а также согласования моделирования с доступными данными. Такие методы способствуют более быстрому и надежному поиску пространства для проектирования, с помощью методов оптимизации или без него, и позволяют создавать инновационные разработки, которые соответствуют требованиям повышения эффективности и устойчивости, а также снижения затрат на эксплуатацию деталей и активов.

Ключевые слова: машинное обучение; вычислительная гидродинамика; турбомашины; количественная оценка неопределенности ; нейронные сети, основанные на физике

Цитирование: Хаммонд, Дж.; Перец, Н.; Монтомоли, Ф.; Микеласси, В. Методы машинного обучения в CFD для турбомашин: обзор. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 16. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020016 .

Академический редактор: Марчелло Манна

Поступила: 21 марта 2022 г.
Принято: 9 мая 2022 г.
Опубликовано: 13 мая 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Турбомашины, и в частности газовые турбины (ГТ), в последние десятилетия широко используются в целях силовой установки как авиационной, так и морской, для выработки электроэнергии и механического привода; в то время как паровые турбины (ПТ) использовались в основном для крупномасштабной выработки электроэнергии, как автономно, так и совместно с ГТ в комбинированных циклах [1]. Технология GT приближается к зрелости, а эффективность, надежность, доступность и рабочий диапазон теперь близки к должному. Следовательно, дальнейшее усовершенствование становится все более сложным и дорогостоящим. Большинство этих установок работают на ископаемом топливе, и растущая потребность в сокращении их углеродного следа [2] требует изменений, которые требуют инноваций во многих технологических областях, чтобы резко сократить или свести к нулю выбросы и обеспечить плавное взаимодействие с

возобновляемыми ресурсами. Вот некоторые примеры: • Гибкость использования топлива (метан, водород, аммиа
с низкими выбросами NOx),
• Работа при частичной нагрузке (при работе ниже 50 % номинальной мощности),
• Быстрый запуск и выключение (что должно занять менее минуты, чтобы обеспечить взаимодействие с прерывистыми возобновляемыми источниками энергии),
• Повышенная эффективность (более высокие температуры и давления обжига, а также улучшенные материалы).
характеристики),
• Сокращенное техническое обслуживание (для эксплуатации в отдаленных районах рядом с ветряными или солнечными электростанциями), • Улучшенный интерфейс с нижними циклами (работающими на пару или органических жидкостях),

Machine Translated by Google

- Взаимодействие с улавливанием и секвестрацией углерода (CCS).

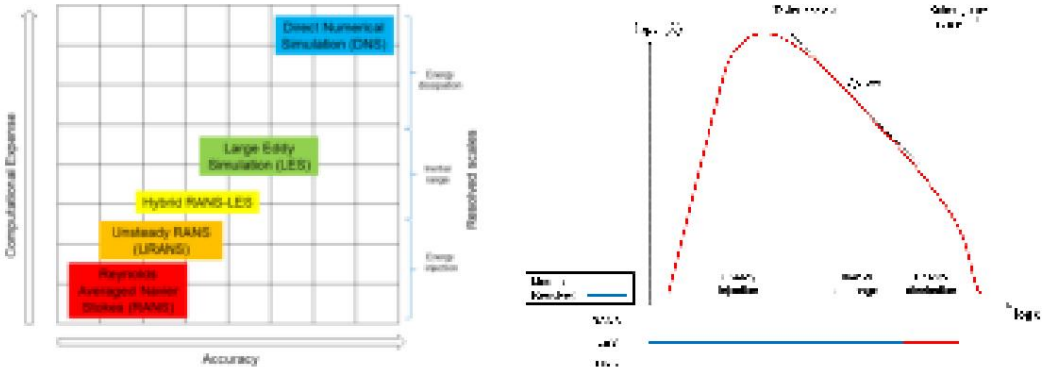
Следовательно, проектировщики сталкиваются с перспективой отхода от устоявшихся проектов зон комфорта, либо путем применения традиционного дизайна к неизведанным приложениям, либо путем проектирования новых блоков в неизведанных пространствах дизайна [3]. Все это бросает вызов всему процессу проектирования, от ранних концептуальных этапов до предварительного и детального проектирования.

В конкретных областях аэродинамики, аэромеханики (как вынужденной реакции, так и флаттера), теплопередачи и сгорания системы проектирования развиваются от корреляционного проектирования, в значительной степени опирающегося на собственные экспериментальные данные компаний, к более сложным многомерным и междисциплинарным подходам. для которых требуется вычислительная гидродинамика (CFD) [3,4]. Проекты, основанные на корреляции, естественным образом привязаны к исследуемому пространству проектирования и не подходят для изучения возможностей проектирования за пределами этого пространства. Будучи более сложным инструментом проверки проекта, основанным на основных принципах, CFD может исследовать любое пространство проектирования. К сожалению, традиционные CFD, такие как устойчивые и нестационарные усредненные по Рейнольдсу Навье-Стокса (RANS и URANS), которые являются основным предметом этой статьи, также страдают фундаментальными недостатками. Это можно объяснить, прежде всего, моделями турбулентности и теплопередачи, а во-вторых, упрощениями геометрии и рабочих условий, которые часто делаются для уменьшения вычислительных за Чтобы преодолеть такие недостатки, большинство компаний разрабатывают так называемые «лучшие практики» для запуска CFD и минимизации отклонения от измеренных данных, которые применимы только к той области проектирования, в которой доступны надежные данные. Следовательно, традиционная надежность CFD как общего инструмента проектирования, хотя и гораздо более мощного по сравнению с основанными на корреляции и простыми 1D и 2D методами, подрывается, и запасы безопасности проектирования применяются как мера «невежества» проектировщиков и инструментов [6].].

В предыдущие годы масштабное моделирование, такое как моделирование больших вихрей (LES) и прямое численное моделирование (DNS), в отличие от методов усреднения по времени, таких как (U)RANS, стало жизнеспособным средством проектирования (см., например, приложения для турбины низкого давления [7–9] и системы сгорания [10]). На рисунке 1a показано, где каждый метод основан на компромиссе между точностью и вычислительными затратами, а на рисунке 1b показана корреляция этих методов с энергетическим спектром. LES разрешает большую часть энергетического спектра потока жидкости и моделирует только более мелкие масштабы диссипации, где предположение о квазиизотропной турбулентности приемлемо [11]. Несмотря на свое неоспоримое превосходство над (U)RANS, LES с соответствующим разрешением сетки по-прежнему является непомерно вычислительным для пристеночных и статистически периодических потоков, таких как потоки в многоступенчатых компрессорах и турбинах, в то время как это более характерно для ограниченных стенками и статистически устойчивых потоков. присутствуют в камерах сгорания [12]. Моделирование с масштабным разрешением обеспечивает превосходное разрешение , позволяя проектировщикам определять не только то , что происходит в потоке жидкости, но и почему это происходит [6,11]. Это различие открыло альтернативное использование масштабного моделирования в качестве точных наборов данных для сравнения и улучшения моделей (U)RANS. Важно помнить, что самая популярная модель с двумя уравнениями, k-ε [13], изначально была разработана и откалибрована для пограничных слоев и течений в свободной струе и с тех пор с достаточной степенью точности применялась к гораздо более сложным течениям. . Таким образом, LES и DNS предоставляют идеальные базы данных для улучшения моделей низшего порядка, особенно при использовании различных форм машинного обучения (ML).

Улучшенная предсказуемость (U)RANS, а также Hybrid-LES (HLES) и LES в более узких областях применения позволяют расширить пространство проектирования с меньшим страхом столкнуться с неточными прогнозами. Потенциальным побочным продуктом такого улучшения являются методы оптимизации конструкции, от простых аэродинамических профилей и аэромеханики [14] до более сложной многомерной оптимизации топологии [15] , которые в конечном итоге можно использовать с большей уверенностью, преодолевая при этом чрезмерные вычислительные усилия, связанные с масштабированием. -решенные симуляции. Исходя из этой предпосылки, в данной статье делается попытка описать текущую исследовательскую деятельность по развитию методов CFD с помощью высокоточного моделирования и машинного обучения для дальнейшего повышения точности как в академических, так и в промышленных приложениях.

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 1. Сравнение различных подходов к моделированию турбулентности: (а) Затраты на вычисления в зависимости от точности для каждого подхода; (б) корреляция каждого метода с энергетическим спектром с указанием того, какая часть спектра разрешается или моделируется в каждом случае.

2. Применение методов машинного обучения к CFD при проектировании турбомашин.

Точное предсказание полей потока является ключом к разработке новых технологий и продуктов на критически важном раннем этапе, когда необходимо изучить широкое пространство для проектирования. Такая необходимость относится не только к турбомашинам, но и к любому применению, в котором поток жидкости необходим для хранения или преобразования различных форм энергии в различные формы мощности. Промышленность, а не научные круги, всегда сталкивалась с проблемой обработки разнородных наборов данных с разным уровнем точности. Они варьируются от простых тестов в уменьшенном масштабе до полномасштабных испытаний всей системы, а также полевых данных, полученных с помощью соответствующих инструментов вычислительного проектирования. Более того, качество как экспериментальных, так и вычислительных инструментов постоянно улучшается (например, современные керамические зонды для потоков высокого давления и высоких температур или LES с соответствующей дискретизацией для реальных геометрических параметров и условий эксплуатации), равно как и стоимость проведения экспериментов и высоких технологий. симуляции точности. Учитывая огромный размер разнородных наборов данных, присутствующих в промышленности, для эффективного использования доступных данных необходим обновленный инженерный подход, основа
Ниже описаны несколько ключевых направлений, которые в настоящее время изучаются в различной степени, но, тем не менее, заслуживают должного внимания, с учетом применения усовершенствованных методов прогнозирования :

1. Как ML может указать пути повышения точности на различных уровнях физического разрешения?
   Что касается рисунка 1a, DNS можно использовать для улучшения модели подсеточного масштаба (SGS) в LES, которую можно использовать для улучшения моделей, усредненных по Рейнольдсу, в (U)RANS.
   В частности, мы фокусируемся на методах, основанных на искусственных нейронных сетях (ANN) и программировании экспрессии генов (GEP), которые используют данные DNS или LES для повышения точности (U)RANS в некотором отношении.
2. Являются ли методы машинного обучения жизнеспособной стратегией снижения вычислительных затрат, связанных с одним CFD-моделированием, за счет ускорения сходимости решателей?
3. Количественная оценка неопределенности (UQ) используется при проектировании новой продукции для определения влияния различных источников неопределенности на характеристики конструкции.
   Вычисление статистических моментов неопределенной интересующей величины (QoI) обычно не допускает аналитических решений, а вместо этого требует мета-моделей , которые не только точны, но и могут хорошо масштабироваться с количеством неопределенных параметров системы. Эти модели также должны быть способны обрабатывать большие гетерогенные наборы данных, содержащие данные с различными уровнями неопределенности. Более того, результаты анализа неопределенности должны быть четко доведены до сведения междисциплинарных групп, которые являются заинтересованными сторонами в проекте. Как можно использовать методы, основанные на машинном обучении, для решения этих проблем?

4. Наконец, способна ли модель включать данные разной точности и помогать сопоставлять скудные экспериментальные измерения, на которые влияют ошибки? Обобщается ли модель на диапазон

Machine Translated by Google

особенностей потока (например, неблагоприятные или благоприятные градиенты давления), геометрии (ограниченный стенкой или управляемый стенкой) и условий потока (статистически устойчивый или статистически периодический)?

Чтобы облегчить обсуждение этих вопросов, мы обратимся к рисунку 2, на котором показан мгновенный снимок теплового поля вблизи задней кромки турбины высокого давления (ТВД). На рисунке суммированы различные наборы доступной информации, включая поле потока, рассчитанное с использованием методов CFD с разными уровнями разрешения.

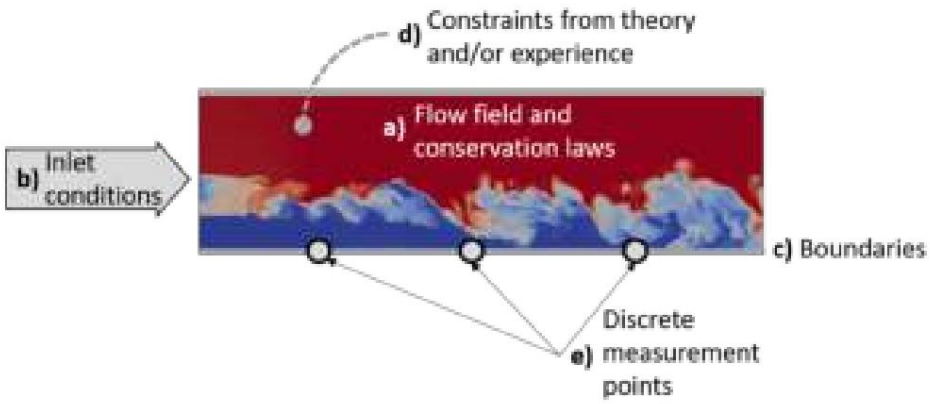


Рисунок 2. Данные и ограничения, способствующие определению поля потока. На картинке представлен снимок смешения холодных и горячих потоков.

3. Моделирование турбулентности с помощью машинного

обучения. Моделирование эффектов турбулентности во внутренних потоках турбомашин является особенно сложным из-за взаимодействия широкого диапазона частот и связанных с ними структур потока. Несмотря на то, что в простых случаях классические методы (U)RANS захватывают в достаточной степени области с высокой анизотропией и широкими диапазонами взаимодействующих масштабов длин, они приводят к нарушению внутренних предположений, на которые опирались при разработке замыканий RANS. Целью машинного обучения в этом контексте является повышение точности расчетов CFD, не прибегая к высокоточным, масштабным и дорогостоящим методам вычислений. Эта простая предпосылка привела к развитию широкого спектра методов за последние 10 лет, каждый из которых опирается на простую философию; использовать данные, полученные в результате экспериментов и, в основном, в результате высокоточного моделирования, чтобы получить информацию о неопределенности и поправках к существующим данным LES, HLES и (U)RANS и, в конечном итоге, для разработки улучшенных моделе

В этом сценарии, как показано на рисунке 2, поле потока (a) доступно из высокоточного моделирования с хорошей степенью точности, а также условия на входе (b) и границы (c), в то время как точки дискретных измерений (e), может быть доступен только для проверки достоверности данных. Ограничения теории (d) обычно рассматриваются на этапе обучения модели. Подходы затем можно разделить на две отдельные категории: 1. Подходы, которые находят корректирующие функции для

напряжения Рейнольдса или других интересующих величин и применяют их за один шаг прогнозирования к базовой модели. Это предполагает введение скорректированного напряжения Рейнольдса в замыкания более низкого порядка (DNS в LES или HLES и LES в (U)RANS) как статическое поле, из которого можно свести поле скорости и давления .

2. Те, которые вносят существенные изменения в замыкания низшего порядка (в основном (U)RANS), либо посредством членов в уравнениях турбулентности, либо путем изучения нелинейных моделей напряжений Рейнольдса, основанных на характеристиках среднего потока, как обсуждалось в [16]. Эти модели затем выводятся на каждой итерации в последующем вычислении (U)RANS.

Каждый подход имеет свои достоинства и недостатки, хотя считается, что при конвергенции они оба дают схожие результаты. Методы, использующие первый подход, могут выявлять несоответствия и вносить поправки в интересующую величину в среде, полностью удаленной от CFD. Для прогнозирования среднего расхода требуется всего один дополнительный решатель.

Machine Translated by Google

переменные, которые решают уравнения RANS, в которые введено статическое поле напряжений Рейнольдса. Такая модульность упрощает реализацию и позволяет инженеру CFD и инженеру по машинному обучению работать индивидуально. Второй подход требует более тесной связи машинного обучения и RANS-расчетов [17]. Поскольку модель должна быть выведена на каждом этапе, модель машинного обучения должна быть реализована в решателе RANS. Это может привести к значительному увеличению объема служебного кода, поскольку для разных моделей могут потребоваться разные реализации. Однако после разработки модель становится автономной и может работать независимо.

3.1. Энергетический спектр в турбомашинах

На рисунке 3 показан типичный график энергии в зависимости от волнового числа (K) для однородной турбулентности. Сплошной черной линией показан пик, соответствующий вихрям максимальной энергии, которые, перемещаясь вправо, постепенно передают энергию меньшим вихрям вплоть до колмогоровского масштаба, при котором вязкая диссипация становится доминирующей.
На рисунке 4 показан диапазон различных путей моделирования, который будет проиллюстрирован с помощью рисунка 3.

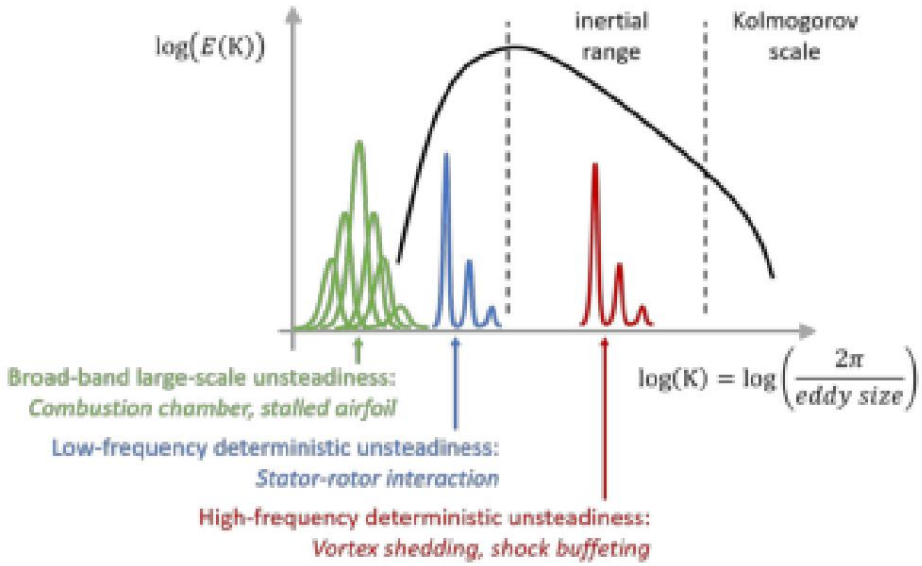


Рисунок 3. Энергетический спектр турбомашин, показывающий различные масштабы, в которых детерминированные частоты могут загрязнять канонический спектр.

3.2. DNS для улучшения LES

DNS с хорошим разрешением представляет собой обширный набор данных для разработки моделей турбулентности, поскольку он разрешает большинство колмогоровских масштабов, в которых турбулентность существенно изотропна. Разрешение в LES в единицах K находится в диапазоне инерционной шкалы, как можно ближе к пределу шкалы Колмогорова, чтобы минимизировать важность модели
Хотя в открытой литературе предлагается широкий спектр моделей [18], хороший пример разработки модели SGS с помощью ML на основе базы данных DNS описан Парком и Джои [19], которые использовали обученную нейронную сеть. на ДНС потока Reτ = 178.
Они доказали, что полученная модель SGS может быть применена к потокам в руслах при гораздо больших числах Рейнольдса. Что касается рисунка 4, это ветвь A , в которой сохранение общей величины f требует введения дополнительного члена SGS в ее уравнение переноса.

$$\frac{Д\,ж}{Дт} = \underbrace{f(\mu,\ \ fi) + xj}_{\text{решено}}\ \underbrace{f(\mu SGS,\ \ fi)}_{\text{Пространственное среднее SGS}}\ \underbrace{xj}\ . \quad (1)$$

Machine Translated by Google

В случае, если разрешения в пространстве и времени достаточно для DNS, процесс диффузии зависит от вязкости μ, которая является свойством жидкости . Когда разрешения недостаточно, необходимо ввести вязкость СГС цСГС , которая представляет собой свойство течения , усредненное по масштабу разрешения пространственной сетки.

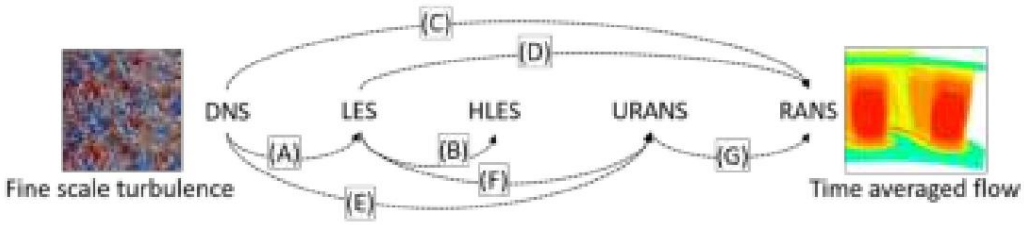


Рисунок 4. Схема ветвей, с помощью которых высокоточные модели с масштабным разрешением могут использоваться в качестве наборов данных для разработки моделей более низкого порядка.

3.3. DNS и LES для улучшения HLES.

Ветвь B охватывает так называемый подход гибридного LES (HLES), при котором модели переключаются на RANS, когда разрешение сетки в пространстве недостаточно. Этот подход требует громоздкого взаимодействия LES (метода, усредненного по пространству) с RANS (метода, усредненного по времени). Уэзеритт и Сэндберг [20] использовали машинное обучение, в частности программирование экспрессии генов (GEP), для настройки своего подхода HLES с помощью сопутствующего LES и получили очень обнадеживающие результаты для обтекания двойных цилиндров.

3.4. DNS и LES для улучшения (U)RANS

Потенциально на сегодняшний день наиболее распространенным способом применения машинного обучения в CFD является вывод замыканий турбулентности (U)RANS из высокоточных баз данных DNS и LES. С этой целью Уэзеритт и Сандберг [21] разработали новую форму GEP, способную регрессировать тензорные выражения. В качестве метода символьной регрессии GEP предоставляет явные алгебраические выражения для интересующей величины, которой в данном случае является анизотропия. Используя явную структуру алгебраического напряжения Рейнольдса (EASM) Поупа [22], они изучили улучшенные нелинейные выражения для анизотропии, которые оказались многообещающими в прогнозных обстоятельствах, когда включенная физика аналогична. С тех пор методология GEP была применена к потокам, актуальным в области турбомашин, при рассмотрении каскада HPT [23] и расширила подход к разработке нелинейных моделей скалярного потока для анализа теплопередачи путем разработки общей формы скалярного потока на основе функциональная зависимость [24]. Применяя данные GEP к LES для струи в поперечном потоке, характерной для методов пленочного охлаждения, они наблюдали значительное улучшение в прогнозировании члена скалярного потока, кульминацией которого стали значения адиабатической эффективности, более точно воспроизводящие эксперименты для диапазона коэффициентов продувки.

Хаммонд и др. [25] стремились к дальнейшему развитию методологии GEP, представленной Уэзериттом и Сандбергом, для проверки ее возможностей на более сложных трехмерных потоках, например, тех, которые генерируются путем оптимизации топологии. Используя канал теплообменника с оптимизированной топологией в качестве тестового примера для сложной внутренней системы охлаждения, они продемонстрировали улучшенную оценку аэродинамического засорения по сравнению со справочными данными DES. Этот анализ выполняется с целью применения основанных на данных замыканий в методах оптимизации жидкости, чтобы обеспечить проекты, обеспечивающие высокоточное прогнозирование потока, за небольшую часть вычислительных затрат. Хотя преимуществом GEP является предоставление пользователю явного выражения, которое можно легко усвоить и оценить, функциональные формы, которые могут быть выражены, иногда ограничены. ИНС обеспечивают большую гибкость и потенциально способны выполнять более широкий поиск в пространстве параметров. Фрей и др. [26] основано на работе Ling et al. [27] и использовали относительно мелкие нейронные сети, обученные на данных DNS, для улучшения термина вихревой вязкости в приближении Буссинеска. Они применили этот подход к змеевидному каналу, представляющему внутренние каналы охлаждения лопаток турбины. Используя алгоритм иерархической агломеративной кластериз

Machine Translated by Google

они показали, что улучшенные результаты были достигнуты, когда из обучения были исключены области разделения вокруг каждого изгиба. Это подтвердило важность точного прогнозирования турбулентного перемешивания в потоке, предшествующем точке отрыва и сразу за задней частью пузыря.

Таким образом, МО можно использовать для разработки моделей, усредненных по Рейнольдсу, с использованием LES (и DNS, если доступно), используя как различные формы ИНС, так и GEP, как обсуждается в [28]. Однако можно также изучить различные способы оценки соответствия модели, введенной в RANS [17] , как показано на рисунке 5. Zhao et al. [17] заметили, что было удобно проверить обученный расчет τ i,j RANS с последним кандидатом конститутивного^{МЛ} используя обновленное поле потока, полученное в результате нового потока, а не тестировать его с замороженным полем скорости от LES. Очевидно, что затраты на обучение значительно возрастают, но при этом преодолеваются проблемы нелинейной реакции уравнений НС на изменения материального закона.

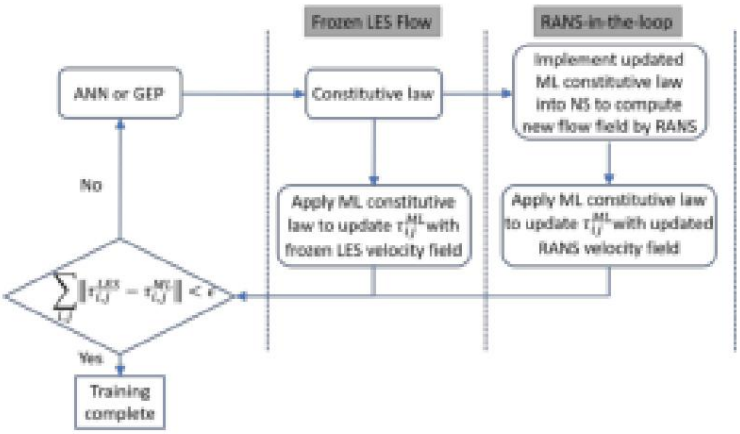


Рисунок 5. Стратегии проверки обучения, которые можно условно разделить на две основные категории: замороженное обучение и RANS-в-цикле.

Кроме того, поскольку потоки турбомашин по своей природе нестационарны, необходимо различать РАНС и УРАНС. В этом классе моделей мелкомасштабные эффекты высокочастотного движения полностью отфильтровываются и заменяются так называемыми напряжениями Рейнольдса, которые применимы как к турбулентной диффузии импульса, так и к тепловой энергии.

Процесс фильтрации предполагает канонический спектр, подобный черной линии на рисунке 3 , представляющей затухание изотропной турбулентности. В турбомашинах энергетический спектр может измениться по нескольким возможным причинам, перечисленным на рисунке 3. Системы сгорания генерируют «широкополосную» крупномасштабную нестационарность, которая изменяет фундаментальный процесс извлечения энергии из поля среднего потока, а также крупномасштабные структуры потока. также образуются в осевых компрессорах и турбинах после остановки. В этом случае RANS может быть точным, пока широкополосная низкочастотная энергия мала, хотя неясно, будет ли по-прежнему работать процесс усреднения Рейнольдса, основанный на каноническом спектре, и нестационарный RANS , который разрешает низкие частоты, может быть лучшим выбором. На рисунке 4 это представлено ветвями C и D. Энергетический спектр 3 также может измениться из-за крупномасштабной «детерминированной» нестационарности, вызванной взаимодействием статора и ротора, образованием вихрей на задней кромке и ударной нагрузкой.

Взаимодействие статора и ротора обусловлено частотой прохождения лопастей, которая зависит от количества аэродинамических профилей и скорости вращения и обычно находится за пределами инерционного диапазона. Поэтому так называемый спектральный разрыв (разрыв между детерминированной частотой и частотным диапазоном, определяющим инерционный диапазон) сохраняется и процесс усреднения Рейнольдса является подходящим [11,29]. Несмотря на спектральный разрыв, для учета взаимодействия профиля и следа все же могут потребоваться сложные конститутивные законы, как документально подтверждено Микеласси и др. [30] из-за эффектов кривизны и градиента давления. Этот сценарий представлен ветвями E и F на рисунке 4.

Machine Translated by Google

На высоких частотах, например, при вихревом движении на задней кромке турбины высокого давления или в сверхзвуковых потоках с ударной нагрузкой, детерминированный вклад может находиться внутри инерционного диапазона, и спектральный разрыв исчезает. Следовательно, существует сильное взаимодействие между детерминированной нестационарностью и каскадом энергии турбулентности. В этом сценарии усреднение по Рейнольдсу неправильно отфильтрует детерминированный вклад и потерпит неудачу (ветви E и F). В этом случае сохранение общей величины f можно сформулировать как

$$\frac{Д\,ж}{Дт} = \underbrace{\frac{f(\mu,\ \ fi) +}{___\ ___}\ xj}_{\text{ламинарный}}\ \underbrace{\frac{f(\mu t,\ \ fi)}{___\ xj\ ___}}_{\text{Среднее значение Рейнольдса}}\ . \tag{2}$$

Как и в уравнении (1), молекулярная вязкость μ зависит от жидкости, тогда как турбулентная вязкость μt представляет собой усредненное во времени свойство потока .

Чтобы преодолеть трудности, с которыми модель турбулентности должна имитировать как детерминистическую , так и стохастическую неустойчивость, Аколекар и др. [7] и Лав и др. [31] использовали разные подходы. В [7] авторы применили GEP для разработки RANS-турбулентного замыкания на основе нескольких фазовых усредненных полей потока от LES турбины низкого давления с дискретными входными следами. Результаты показали существенное улучшение по сравнению со стандартной моделью с двумя уравнениями, хотя разрыв с LES все еще был очевиден. В [31] авторы использовали LES мимо бесконечной пластины для воспроизведения вихреобразования, типичного для турбины низкого давления. Развивающийся след имеет как большую стохастическую нестационарность (т.е. турбулентность), так и большую когерентную нестационарность из-за срыва дискретных вихрей.

Авторы предложили тройное разложение, в котором поле течения разделяется на стационарный, усредненный по времени поток, периодический компонент, извлекаемый с помощью БПФ, и стохастический компонент способом, аналогичным так называемому частично усредненному Навье – Стокса (PANS). уравнения. Они пришли к выводу, что наилучшее соответствие с LES было получено при запуске URANS с моделью турбулентности, обученной только на стохастической составляющей поля потока LES.

Ранее Ван де Валл и др. [32] расширили напряжения Рейнольдса, которые моделируют влияние стохастической нестационарности из-за турбулентности на поле среднего потока, до так называемых детерминированных напряжений , предназначенных для моделирования эффекта детерминированной нестационарности и взаимодействие ротора с полем среднего потока, представленным ветвью G на рисунке 4. Следовательно, результирующее уравнение сохранения принимает вид

$$\frac{Д\,ж}{Дт} = \underbrace{\frac{f(\mu,\ \ fi) +}{___\ ___}\ xj}_{\text{ламинарный}}\ \underbrace{\frac{f(\mu t,\ \ fi)}{___\ xj\ ___}}_{\text{Среднее значение Рейнольдса}} + \underbrace{\frac{f(\mu DET,\ \ fi)}{___\ xj\ ___}}_{\text{детерминированное среднее}}\ , \tag{3}$$

в котором детерминированный средний член усредняется по низкочастотному периодическому потоку и учитывает нестационарность, создаваемую взаимодействием статора и ротора. Хотя μ является свойством жидкости , и μt , и μDET являются свойствами потока , как обсуждалось для обоих уравнений (1) и (2).

4. Ускорение решателя CFD

Второй путь машинного обучения, которому уделяется значительное внимание в контексте CFD, — это ускорение решателей. Вычислительные затраты на выполнение CFD-моделирования без учета создания сетки определяются: общим количеством элементов; время , затраченное на решение системы уравнений (алгоритм); и количество временных шагов.

Эти факторы обусловлены используемым подходом: от RANS на одном конце до DNS на другом. Как обсуждалось в предыдущих разделах, модели RANS с трудом могут точно описать крупномасштабные разделения (т. е. компрессоры, находящиеся в состоянии остановки, поток во вторичной системе воздушного потока и внутренние системы охлаждения). По этой причине внимание переключается на LES и DNS с масштабным разрешением, несмотря на то, что соображения вычислительных затрат делают их невозможными для исследования пространства проектирования, количественной оценки неопределенности и методов оптимизации (хотя успехи в последнем достигаются с использованием моделирования турбулентности на основе данных, см. [33] например). Компромисс между требуемым разрешением региональной сетки и вычислительными затратами исследовался многими авторами [34–36]. Хотя такие подходы возможны

Machine Translated by Google

в турбинах низкого и высокого давления без учета всей системы теплоносителя по-прежнему невозможно регулярно анализировать межкомпонентные взаимодействия [37].

Таким образом, методы машинного обучения, которые в настоящее время разрабатываются, могут обеспечить необходимое смягчение вычислительных ограничений, чтобы перенести масштабное моделирование в диапазон, более подходящий для процессов промышленного проектирования.

Исследуемые направления можно разделить на две большие категории: пространственная дискретизация и временная дискретизация. Подходы к пространственной дискретизации направлены на ускорение решателя за счет использования грубых сеток с ML для обеспечения сверхразрешения недостающих детал Напротив, подходы к временной дискретизации используют машинное обучение для прогнозирования временной эволюции числовой схемы со скоростью, намного превышающей временной шаг основного алгоритма CFD. Оба подхода будут подробно рассмотрены в следующих разделах.

4.1. Ускорение пространственной

дискретизации Идея ускорения решателей за счет пространственной дискретизации концептуально проста. Как уже упоминалось, одним из основных факторов, влияющих на время вычислений при моделировании CFD, является общее количество элементов. Чтобы сократить время вычислений, интуитивно понятно уменьшить количество элементов. Однако это сопровождается ухудшением точности прогноза. Недавно было предложено несколько формулировок [38,39] , в которых МО используется для повышения точности прогнозирования на грубых сетках, что приводит к значительному ускорению времени моделирования при той же точности. Компонент машинного обучения в решателе обучен высокоточному моделированию, а описанная методология действует как общая многомасштабная структура, которую можно использовать для ускорения масштабного решения мод

Вторичным преимуществом методов сверхвысокого разрешения является улучшение общей стоимости операций ввода-вывода. Наборы данных, генерируемые DNS, очень велики. Например, за один временной шаг может храниться до 20 ТБ данных для ограниченных стенками потоков с Re = 104 , присутствующих в ступенях турбины низкого давления. Общие затраты на ввод-вывод можно значительно снизить, сохранив часть этого набора данных и используя сверхвысокое разрешение для восстановления недостающих данных.

Подход, представленный Кочковым и др. Цель [38] — предсказать точную эволюцию CFD-моделирования, используя сетку с более грубым разрешением в каждом пространственном измерении и обученную интерполяцию для достижения скорости вычислений примерно в 40 раз. Однако успех этого метода во многом зависит от наличия больших наборов данных с высоким разрешением. Один из подходов, направленный на снижение потребности в больших обучающих наборах с высоким разрешением, предложен Gao et al. [39]. Они стремятся согласовать разреженные, зашумленные наборы обучающих данных с использованием сверточных нейронных сетей, в которые физика вводится путем ограничения сети в соответствии с законами сохранения и граничными условиями; этот метод основан на PINN, которые будут подробно описаны в разделе 6.

4.2. Временное ускорение дискретизации

Другой способ использования машинного обучения для ускорения решателей CFD — это прогнозирование временной эволюции решения. Подробное сравнение таких методов предложено Fotiadis et al. [40], которые исследуют производительность четырех различных нейронных сетей для решения невязких двумерных уравнений мелкой воды, эквивалентных задаче распространения сжимаемых волн. Авторы сравнили три рекуррентные сети (LSTM, ConvLSTM, PredRNN++) и одну модель U-Net с прямой связью.

Модель LSTM (долгосрочная память) была первоначально предложена для прогнозирования распространения волн Сортебергом и др. [41]. Их сеть включала в себя структуру сверточного кодера и декодера с тремя блоками LSTM между ними. Векторные выходные данные ветви кодера затем распространяются вперед во времени с помощью LSTM перед декодированием для получения прогнозируемых полей. Обе модели ConvLSTM и PredRNN++ используют операции свертки внутри рекуррентной ячейки, чтобы найти связь между временным и пространственным моделированием. PredRNN+ также использует пространственную память, которая пересекает сложенные ячейки в сети, тем самым увеличивая краткосрочную точность [42]. Хотя эмпирически было продемонстрировано, что CovLSTM и PredRNN++ подходят для краткосрочного пространственно-временного прогнозирования, точность неизбежно ухудшается при долгосрочном прогнозировании.

Machine Translated by Google

Последняя модель, которую сравнивали авторы, U-Net, использовалась в различных задачах пространственно-временного прогнозирования. Например, для вывода оптических потоков, полей движения и полей скорости [43–45]. Модель обучается сквозным образом и зависит от собственного прогноза. Тот факт, что входные данные сети зависят от ее предыдущих прогнозов, позволяет значительно улучшить долгосрочную точность.

4.3. Модели пониженного порядка

Многие из подходов, предложенных в литературе для моделирования ускорения жидкости, используют тот факт, что базовая модель является суррогатом реальной модели с приближенным решением уравнений Навье – Стокса. Чтобы дать реальное преимущество, эти так называемые модели пониженного порядка (ROM), которые уже много лет используются в потоках турбомашин, должны быть быстрее, чем исходные уравнения Навье – Стокса [46]. Есть два основных аспекта ПЗУ: идентификация различных шкал и идентификация подходящей формулировки для их описания. Методы машинного обучения, в основном за счет развития распознавания изображений, в последние годы расширили обе области. В турбомашинах разделение масштабов очевидно, особенно при многоэтапном моделировании, следах, пограничных слоях и локальных разделениях, где одновременно существует ряд масштабов длины.

Можно показать, что мелкий линейный автоэнкодер действует как метод правильного ортогонального разложения (POD), в то время как все чаще используются глубокие нелинейные автокодировщик После определения соответствующей системы необходимо определить динамику этих систем. Здесь можно использовать несколько методов ML, включая разреженную идентификацию нелинейной динамики, SINDy, которая использовалась для широкого спектра приложений, от ламинарных и турбулентных течений до следов [47].

Дальнейший подход был предложен CFDNet [48]. Стандартные решатели CFD используются для прогрева решений, а затем CFDNet прогнозирует развитие, прежде чем оставить решатель CFD для получения окончательного результата. Авторы объяснили, как эти три шага (прогрев, вывод и уточнение) способствуют созданию структуры машинного обучения, способной справляться с невидимыми случаями. В случае уточнения используется решатель CFD для уточнения выходных данных нейронной сети, гарантируя, что модель соответствует физике. Более общая версия этой схемы предложена Лиром и Кемпфом [49]. Авторы предложили комбинацию минималистичного многослойного перцептрона (MLP) и маски радиально-логарифмического фильтра (RLF) для создания суррогатной модели, способной прогнозировать внутренние и внешние потоки.

RLF кодирует геометрию в сжатую форму для интерпретации MLP и позволяет быстро оценивать поля потока для различных приложений.

Хотя все вышеперечисленные методы обладают многообещающими свойствами, следует подчеркнуть, что по большей части они применяются только к простым каноническим ситуациям. Для широкомасштабной интеграции в области турбомашин их возможности теперь должны быть последовательно продемонстрированы на сложных случаях, репрезентативных для потоков, присутствующих в промышленных условиях.

5. Количественная оценка и управление неопределенностью

Потенциальная область применения методов машинного обучения, обсуждавшихся в предыдущих разделах, — это количественная оценка и управление неопределенностями в процессе проектирования. Чтобы разработать надежную конструкцию, которая сможет обеспечить хорошие характеристики в различных условиях эксплуатации, необходимо учитывать неопределенности, влияющие на систему [50]. Рисунок 6 иллюстрирует важность этого для промышленности с помощью функции плотности вероятности (PDF), которая представляет собой разницу между измеренными и заявленными показателями. Примеры показателей производительности включают эффективность, срок службы или работоспособность продукта. Заявленная производительность Fquoted определяется как прогнозируемая производительность Fpredicted минус запас прочности, включающий все неопределенности, Fquoted = Fpredicted F1. Запас безопасности вводится во избежание падения ниже установленных в договоре пределов FL (например, 4 % по мощности). Конец PDF-файла слева от вертикальной серой линии указывает на случаи, когда устройство не соответствует пределу приемки производительности. Красная кривая предполагает, что F1 = 0, и риск не достижения заявленных показателей велик. Синяя кривая устанавливает F1 > 0, чтобы снизить такой риск. Другими словами, средняя ожидаемая производительность наказывается.

Machine Translated by Google

сдвигая красную кривую вправо. Величина сдвига прямо пропорциональна общей неопределенности. Более усеченные хвосты зеленой кривой показывают случай, когда неопределенность уменьшена или контролируется, а прогноз производительности является более точным.
Масса вероятности слева от серой линии одинакова как для синей, так и для зеленой кривых, т. е. оба распределения имеют одинаковый риск невыполнения договорных обязательств; однако запас прочности зеленой кривой меньше (F2 < F1) , и поэтому можно рассчитывать на более высокую производительность при том же риске.

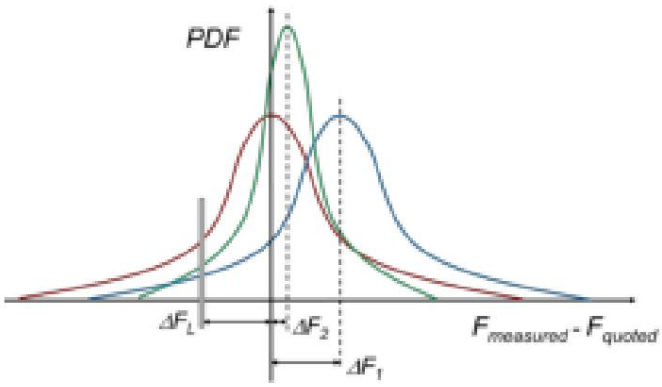


Рисунок 6. Влияние неопределенности на котируемые показатели. Красная линия соответствует неопределенному параметру без запаса прочности и высокой вероятности невыполнения стандартов производительности. Синяя линия показывает тот же неопределенный параметр с большим запасом безопасности F1, необходимым для снижения вероятности отказа до приемлемого уровня. Зеленая линия показывает, как можно уменьшить запас безопасности F2, обеспечивающий ту же вероятность отказа, за счет уменьшения общей неопределенности.

Неопределенности, влияющие на продукт, обычно делятся на две категории: алеаторические и эпистемические. Алеаторические неопределенности относятся к неопределенностям, возникающим в результате случайных колебаний окружающей среды. В контексте турбомашин они могут возникнуть из-за: неопределенных условий эксплуатации [51]; изменения или несовершенства геометрии, внесенные в геометрию во время производства или вызванные износом [52]; и шум, присутствующий в экспериментальных измерениях [53] (ограничения (b), (c) и (e) на рисунке 2). С другой стороны, эпистемические неопределенности относятся к неопределенностям, вызванным упрощениями, необходимыми для моделирования системы реального мира. В дополнение к численным эффектам, возникающим в результате усечения, к этой категории подпадают неопределенности, возникающие из-за применения теоретических предположений, отсутствия доступных данных или ограничений модели турбулентности (точка (d) на рисунке 2). В то время как алеаторические неопределенности в принципе неустранимы, эпистемические неопределенности можно уменьшить, и их можно свести к минимуму, например, путем сбора большего количества данных или разработки моделей, которые более точно отражают физику.

5.1. Количественная оценка алеаторической

неопределенности Целью количественной оценки неопределенности (UQ) является оценка влияния неопределенностей на производительность продукта, которое может быть выражено как распределение вероятностей или доверительный интервал для заданной интересующей величины (QoI). Сначала мы рассмотрим прямое распространение алеаторических неопределенностей, при котором доступна совместная плотность по неопределенным параметрам, влияющим на систему, ξ. Как минимум, проектировщик занимается оценкой первых двух статистических моментов QoI, т.е. среднего значения и стандартного отклонения характеристик конструкции, работающей в неопределенных условиях [54]. Анализ надежности , в котором оценивается относительно низкая вероятность неопределенных условий, приводящих к отказу, является своего рода исключением из этого правила, поскольку эта вероятность будет определяться хвостами распределения [55,56]. Тем не менее, пример оценки среднего и стандартного отклонения QoI поучителен, поскольку он иллюстрирует необходимость точных метамоделей дорогостоящего моделирования CFD для UQ в промышленных условиях.

Machine Translated by Google

Оценка первых двух статистических моментов неопределенного QoI влечет за собой решение интеграла для среднего:

$$E(w) = w(\xi)f(\xi)d\xi, \quad (4)$$

и для дисперсии:

$$Var(w) = (w(\xi) \quad E(w))2\ f(\xi)d\xi, \quad (5)$$

где w представляет QoI, а ξ ℜnu — неопределенные параметры с плотностью соединений f(ξ). Эти интегралы вряд ли допускают аналитическое решение. Численные методы , такие как стохастическая коллокация, могут использоваться для маломерных неопределенных пространств [57]; однако они становятся вычислительно неразрешимыми для крупномасштабных задач. В таких случаях выборка Монте-Карло является популярной стратегией аппроксимации этих интегралов и особенно эффективна, если оценка вычислительной модели w(ξ) не требует больших затрат. Точная оценка алеаторических неопределенностей, влияющих на продукт, требует оценки n образцов Монте-Карло, возможно, порядка n 105–106, с уверенностью в том, что оценка среднего значения сходится как n при одном CFD-моделировании, статистическая оценка $\frac{1}{2}$ [58]. Учитывая вычислительные затраты, связанные проект с использованием прямого отбора проб методом Монте-Карло непрактичен; требуется суррогатная модель или метамодель системы.

Эта метамодель обучается с использованием ограниченного набора данных моделирования CFD, после чего метамодель может быть оценена с незначительной стоимостью. Такие методы, как неинтрузивное полиномиальное разложение хаоса (niPCE), хотя и эффективны для маломерных неопределенных пространств [59], страдают от проклятия размерности, когда минимальное количество симуляций, необходимое для определения коэффициентов разложения, быстро растет с ростом nu. .

Несмотря на то, что в настоящее время проводятся исследования, направленные на смягчение этого аспекта niPCE (см., например, [60,61]), в настоящее время niPCE, как правило, неосуществимы для решения многомерных проблем, с которыми сталкивается промышленность. С другой стороны, навязчивые расширения полиномиального хаоса, которые требуют изменений в коде CFD, критикуются за то, что их трудно реализовать в промышленном контексте, хотя ученые снова работают над смягчением этой критики (см., напри

Решение этих проблем дает возможность использовать методы машинного обучения, которые, как было продемонстрировано, хорошо масштабируются в многомерных пространствах, в качестве метамоделей, которые можно использовать для ускорения моделирования, позволяя проводить точную статистическую оценку неопределенностей, влияющих на продукт.

5.2. Количественная оценка эпистемической неопределенности

Количественная оценка последствий эпистемической неопределенности может быть затруднена [64]. Однако количественная оценка структурных неопределенностей в RANS является ключевой проблемой для промышленного моделирования CFD, поскольку ограничения, налагаемые теорией или опытом в модели турбулентности, в значительной степени ответственны за несоответствия между моделированием и экспериментами [5,6]. В литературе уже есть работы, посвященные проблеме неопределенности формы модели в RANS- симуляциях, которые мы группируем в три стратегии: на основе возмущений; на основе Байеса; или моделирование несоответствий.

Банерджи и др. [65] продемонстрировали, что три предельных состояния турбулентной анизотропии могут быть представлены в виде барицентрической карты. В качестве примера первого набора подходов Gorlé et al. [66] и Эмори и др. [67] предложили метод, основанный на возмущениях, для количественной оценки эпистемической неопределенности в турбулентных замыканиях RANS. В тензор анизотропии напряжений Рейнольдса вносились равномерные возмущения собственных значений в направлении предельных состояний турбулентности (1-, 2- и 3-компонентная турбулентность), чтобы получить консервативную верхнюю границу верхней границы. Эти возмущения и барицентрическая система координат показаны на рисунке 7. Более поздние версии этого метода включали машинное обучение, используя случайный лес регрессии для локального изменения размера возмущения собственных значений в соответствии с важностью признака набора из 12 безразмерные характеристики [68]. Преимущество подхода, основанного на возмущениях, заключается в том, что UQ может быть выполнен без необходимости использования набора данных высокой точности для сравнения с моделированием RANS, как в случае с двумя другими категориями подходов.

Machine Translated by Google

Были предложены байесовские модели, которые рассматривают параметры тензора напряжений Рейнольдса как набор неопределенных параметров [69–71]. Начиная с набора априорных распределений и совместной PDF-распределения для вероятности, апостериорные распределения вероятностей для этих параметров выводятся посредством процесса калибровки, в котором прогнозы модели RANS сравниваются с набором данных высокоточных наблюдений [72]. ,73]. Рисунок 7 иллюстрирует это изменение перспективы с использованием барицентрической системы координат, упомянутой выше. Рабочий процесс схемы инверсии Калмана в Xiao et al. [72] схематически представлено на рисунке 8. Вместо того, чтобы возмущать предсказанное состояние RANS в отношении каждого из трех предельных случаев, в байесовской интерпретации проблемы новые, физически реализуемые состояния выбираются из апостериорного распределения. Как уже упоминалось, обязательным условием для этих байесовских методов является наличие набора высококачественных данных для сравнения с ними моделирования RANS. Это могут быть результаты экспериментов [74,75] или данные DNS.

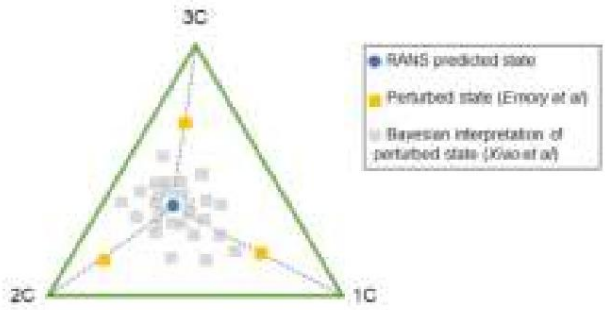


Рисунок 7. Барицентрическая карта физически реализуемых состояний турбулентности как комбинации трех предельных состояний турбулентности: одного, двух и трех компонентов (1C, 2C и 3C соответственно) и представляет перспективы методов, основанных на возмущениях и байесовских методах. UQ в этом пространстве.
Адаптировано из [67,76]. Авторские права принадлежат Elsevier BV, 2016 г.

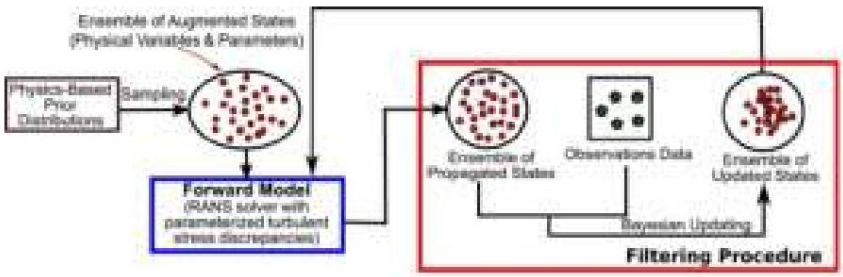


Рисунок 8. Схема, иллюстрирующая схему обращения Калмана: апостериорное распределение неопределенных параметров в RANS корректируется так, чтобы максимально точно согласовать ансамбль распространяемых состояний с наблюдениями. Адаптировано из [72]. Авторские права принадлежат Elsevier Inc., 2016 г.

Наконец, существуют методы, которые разрабатывают статистическую модель расхождения между RANS и данными высокой точности. В работе Доу и Ванга, например, несоответствие между полем турбулентной вязкости, предсказанным с помощью RANS, и полем, полученным из данных DNS с помощью обратного RANS, моделируется как гауссово случайное поле [77]. Аналогично, работа Duraisamy et al. [78–80] используют методы инверсии поля и машинного обучения для разработки функциональной формы невязок в модели. Для дальнейшего обсуждения темы количественной оценки неопределенности формы модели в моделях RANS мы отсылаем читателя к превосходным обзорам Duraisamy et al. [81] и Сяо и Синелла [82]. В разделе 3 этой статьи подробно описаны последние разработки в использовании машинного обучения для улучшения моделирования RANS за счет использования высокоточных данных из LES. Часто это достигается с помощью машинного обучения для оценки набора инвариантных величин, которые можно линейно объединить для формирования тензора анизотропии в турбулентном замыкании. Большинство этих методов не учитывают неопределенность, вносимую этим отображением, хотя некоторь

Machine Translated by Google

сделано в этом отношении. Женева и Забарас [83] представили байесовскую формулировку нейронной сети, использованную Лингом и др. [27] для вычисления тензора анизотропии. Используя метод Монте -Карло для выборки байесовской нейронной сети, они смогли количественно оценить неопределенность в этом термине и, следовательно, установить вероятностные границы для предполагаемых полей давления и скорости.

5.3. Количественная оценка смешанной неопределенности

и визуализация. Методы, описанные до сих пор в этом разделе, направлены на количественную оценку алеаторической и эпистемической (в частности, модельной формы) неопределенности отдельно. В конечном итоге необходимо будет разработать инструменты для отраслей, способных обрабатывать оба типа неопределенностей одновременно. Это сложная проблема. Однако в области турбомашин в этом направлении достигнут некоторый прогресс [84]. Количественная оценка последствий смешанной неопределенности может потребовать от инженеров пересмотреть способы визуализации и передачи неопределенности. Вместо определения единого распределения вероятностей для QoI, подход p-box, который можно использовать для связывания семейств вероятных кумулятивных функций распределения (CDF), может быть более эффективным [85,86]. Недостатком этих методов является то, что p-боксы — абстрактное понятие, смысл которого сложно донести неспециалистам. Линг и Таунсенд [87] предложили подход, основанный на классификации, с использованием классификаторов ML, таких как машины опорных векторов, для определения областей наибольшей неопределенности в RANS-моделировании потоков в нескольких геометриях. Преимущество этого метода заключается в том, что уровни неопределенности, присутствующие в моделировании, могут быть представлены интуитивно, как показано на рисунке 9. В отраслях, не склонных к риску, таких как авиация, новые продукты тщательно проверяются регулирующими органами, прежде чем они могут быть сертифицированы [88]. В рамках процесса сертификации необходимо обосновать проектные решения доказательствами, которые были доступны проектировщикам на тот момент. Чтобы методы машинного обучения были включены в процесс проектирования, важно, чтобы неопределенность, присутствующая в этих методах, была четко обозначена, особенно неопределенность прогнозирования, которая может учитывать эпистемические неопределенности, возникающие из-за отсутствия данных. В настоящее время большинство методов машинного обучения предоставляют точечные оценки без возможности количественной оценки неопределенности оценки. Как обсуждается в обзорах Hüllermeier и Waegeman [89] и Psaros et al. [90] отказ от моделей «черного ящика» и учет алеаторической и эпистемической неопределенности будут иметь решающее значение для массового промышленного применения машинного обучения. В статьях рассматриваются методы, которые в настоящее время позволяют достичь этой цели, такие как байесовские нейр

Machine Translated by Google

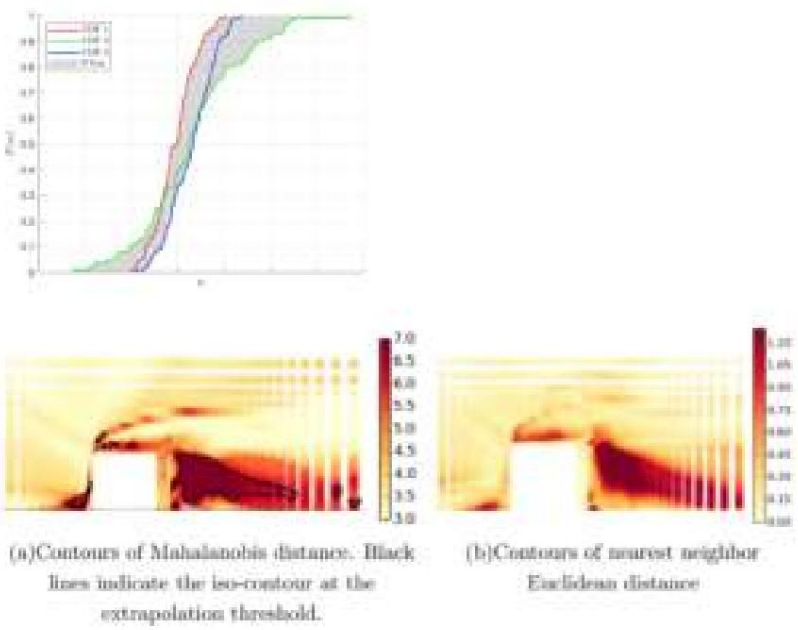


Рисунок 9. Перспективы визуализации результатов анализа неопределенности: иллюстрация p-блока (вверху) и представление неопределенности RANS от Линга и Таунсенда (внизу, адаптировано из [87]).

Авторские права принадлежат ООО «AIP Publishing LLC», 2015 г.).

5.4. Методы множественной

точности Наконец, промышленность обычно располагает огромным количеством разнородных данных о производстве, сборке, эксплуатации и обслуживании компонентов. Эти данные будут в разной степени подвержены влиянию неопределенности (см., например, [91]). Было бы полезно, если бы эти данные можно было использовать для информирования будущих проектов, особенно на этапе концептуального проектирования, когда ресурсы, доступные для оценки потенциальных проектов, ограничены, но где принятые решения оказывают значительное влияние на конечный продукт [92,93] . Использование этих данных является мотивирующей философией подхода к проектированию с использованием цифровых двойников, в котором поощряются устойчивые практики на протяжении всего жизненного цикла продукта [94]. Однако использование большого разнородного набора исторических данных является сложной задачей как из-за размера задействованных наборов данных, так и из-за различных уровней эпистемической неопределенности, связанной со сбором данных. Это особенно верно, если неопределенность должна распространяться между вычислительными моделями в нескольких масштабах или уровнях [95]. В настоящее время в сообществе UQ проводится большое количество исследований, направленных на методы мультиточности, в которых разрабатываются генеративные модели, основанные на гетерогенных наборах данных. Подходы, основанные на гауссовских процессах (ко-кригинг) [96,97], многоточечном полиномиальном расширении хаоса [98,99], многоуровневом методе Монте-Карло [100] и различных формах нейронных сетей, основанных на физике, таких как сети Ванга. и Чжан [101] и Ян и др. Все работы [102] были предложены для решения уравнений, управляющих потоками жидкости. Совсем недавно Пеппер и др. [103] представили нейронную сеть, основанную на знаниях (KBaNN), способную вычислять аддитивные поправки к выходным данным модели на основе грубой вычислительной сетки. KBaNN смог обобщить потоки, имеющие схожую физику. В принципе, этот подход можно использовать для добавления более продвинутых функций моделирования и создания возможности разработки метода двойной точности, который использует данные из лю

Из этих методов совместный кригинг оказался особенно популярным из-за естественного способа обработки гетерогенных неопределенностей. Дополнительным преимуществом является то, что неопределенность прогнозирования может быть выражена через дисперсию кригинга (примеры из области аэронавтики и турбомашиностроения см., например, в [104–107]). В последние годы также уделяется внимание разработке методов машинного обучения для многомасштабного [108–110] или многоуровневого [111,112] распространения неопределенности. Однако многие из этих статей направлены на улучшение оценок моделей с низкой точностью с помощью наборов данных, полученных в результате оценок моделей с высокой

Machine Translated by Google

а не экспериментальные данные, которые, вероятно, будут более зашумленными и их будет сложнее согласовать из-за нерешенной физики в вычислительных моделях. Один из подходов может заключаться в том, чтобы сосредоточиться на выявлении «худших нарушителей» в целевой модели с низкой точностью. Например, Ленгани и др. использовал правильное ортогональное разложение (POD) для построения модели следа турбины уменьшенного порядка, в которой можно было идентифицировать режимы, которые в наибольшей степени способствовали нестационарным потерям [113]. Тем не менее, для более полного повышения точности моделирования может потребоваться рассмотреть более радикальные подходы машинного обучения. Эта новая парадигма методов машинного обучения может предложить средства для согласования моделирования сложного поля потока с доступными экспериментальными данными, одновременно удовлетворяя оставшимся ограничениям, указанным на рисунке 2. Эти новые формы машинного обучения обсуждаются более подробно в следующем разделе. раздел.

6. Новые формы инструментов машинного обучения

Огромная сложность турбулентных потоков требует поэтапного изменения технологии, чтобы преодолеть присущие ограничения подходов, применяемых до сих пор. Так называемые модели турбулентности, необходимые для подхода (U)RANS, не пытаются моделировать турбулентность; вместо этого они моделируют влияние турбулентности на поле потока, усредненное по Рейнольдсу. Такие модели оказались достаточно точными для инженерных приложений [5,114], но они имеют трудности с прогнозированием работоспособности осевого компрессора [115], теплопередачи, аэромеханики и, в более общем плане, любой непроектной работы аэродинамических тел [5]. Таким образом, плавное применение (U)RANS ограничено по точности модели. Очевидным решением является переход от моделирования к разрешению высокочастотного турбулентного движения широкого спектра с помощью LES или DNS. К сожалению, связанные с этим вычислительные затраты на реалистичное моделирование с масштабным разрешением чрезмерны, а практическое применение высокоточного моделирования в промышленности ограничен

Как обсуждалось ранее в этой статье, для улучшения моделей турбулентности использовались различные формы машинного обучения — сначала, например, GEP и ИНС, обученные на данных моделирования с масштабным разрешением. Совсем недавно эволюция ИНС, известная как нейронные сети, основанные на физике (PINN), внесла существенные изменения в компьютерное моделирование сложных полей потоков. Карниадакис и др. [116] предоставили подробное объяснение потенциала, предлагаемого PINN. Это можно понять, обратившись к практическому примеру, схематично представленному на рисунке 2, который описывает смешивание холодного и горячего потоков и представляет типичную проблему проектирования тракта горячего газа газовой турбины. Поле потока (a) должно подчиняться фундаментальным принципам сохранения , таким как балансы массы, импульса и энтальпии, при комбинированном наборе входных условий (б) и границ (в). Комбинированного набора (а), (б), (в) достаточно для выполнения компьютерного моделирования потока, а точность их указания является ключом к качеству конечного результата. Однако физические модели, принятые при моделировании, могут не обязательно удовлетворять ограничениям, продиктованным теорией и опытом (d), и не могут гарантировать хорошее соответствие измерениям (e). В этом случае единственный вариант, который остается у проектировщика, — это начать длинный и утомительный набор итераций, чтобы определить влияние сетки , допущений модели и граничных условий на результаты, пытаясь лучше согласовать измерения. Следуя [116], Cai et al. [117] иллюстрируют способ преодоления этого узкого места путем обучения нейронной сети, способной воспроизводить поле потока на рисунке 2 , используя все доступные наборы информации. Что касается конкретного случая гидродинамики,

показанного на рисунке 2, PINN можно обучить (a) подчиняться основным принципам сохранения усредненно
ции (ПДЭ); (b)
Соответствовать условиям эксплуатации на входе (IC); в)
соответствие граничным и геометрическим условиям (БК); (d) Соблюдать
фундаментальные ограничения турбулентности для теории (см., например, турбулентность
инварианты, сформулированные Ламли [118]), (ТС); (д)
Измерения соответствия, полученные в ходе экспериментов (МЭ).

Machine Translated by Google

Общий процесс обучения можно проследить с помощью рисунка 10 , на котором нейронная сеть обучена выполнять ограничения, которые совпадают со штрафной функцией Σ, которая измеряет качество и зрелость процесса обучения PINN.

$$\Sigma = \pi PDE \Sigma PDE + \pi IC \Sigma IC + \pi BC \Sigma BC + \pi TC \Sigma TC + \pi ME \Sigma ME. \quad (6)$$

Величины Σφ представляют собой отклонение от ожидаемого значения (например, ошибку сохранения PDE), а πφ представляют собой набор весов, используемых для контроля серьезности отклонения от каждого отдельного ограничения. Преимущество обучения модели на основе нейронной сети с помощью этого подхода заключается в ее способности одновременно учитывать всю информацию, данные и ограничения. Фактически, поле потока, предсказанное PINN, обученным с помощью этого подхода, будет соответствовать измеренным данным (e), при этом удовлетворяя всем теоретическим ограничениям и граничным условиям. Результаты, опубликованные в [116,117], позволяют предположить, что это возможно, хотя PINN и процесс их обучения не готовы к массовому промышле В частности, Цай и др. [117] использовали подход, обобщенный в уравнении (6), для моделирования части несжимаемого вихревого потока после цилиндра. Необходимо было правильно выбрать набор обучающих данных, но результаты показали, что метод способен уловить наиболее важные характеристики потока с ошибкой нормы L2 в диапазоне от 1% до 10% в зависимости от компонента скорости. Далее они проверили свой подход на примере ударной головки, показав аналогичную точность. Эйвази и др. [119] использовали аналогичный подход для моделирования пограничного слоя с неблагоприятным, нулевым и благоприятным градиентами давления, подтвердив, что подход PINN может воспроизвести развитие пограничного слоя с достаточной степенью точности. Авторы также решили сложную проблему периодических холмов, где возникает значительный отрыв потока. Прогнозируемое поле потока, для которого требовались условия на входе, геометрия и граничные значения статического давления в выбранных местах, хорошо сравнивалось с эталонным набором данных DNS. В своей подробной статье Raissi et al. [120] описали, как решение хорошо известных УЧП, таких как уравнения Шредингера, Аллена-Кана и Навье-Стокса, может быть воспроизведено с помощью PINN. Их подход отличался от подхода, суммированного уравнением (6), поскольку они обучали PINN, используя 200 начальных точек данных, случайно выбранных из точного решения, доступного на начальном временном шаге. Они использовали относительно легкую сеть с четырьмя скрытыми слоями и 200 нейронами на слой, чтобы обеспечить очень хорошее совпадение с эталонным точным решением. Это проиллюстрировано на рисунке 11, где подчеркивается отличное соответствие между мгновенным полем статического давления за круглым цилиндром, предсказанным прямым решением уравнений Навье – Стокса, и PINN.

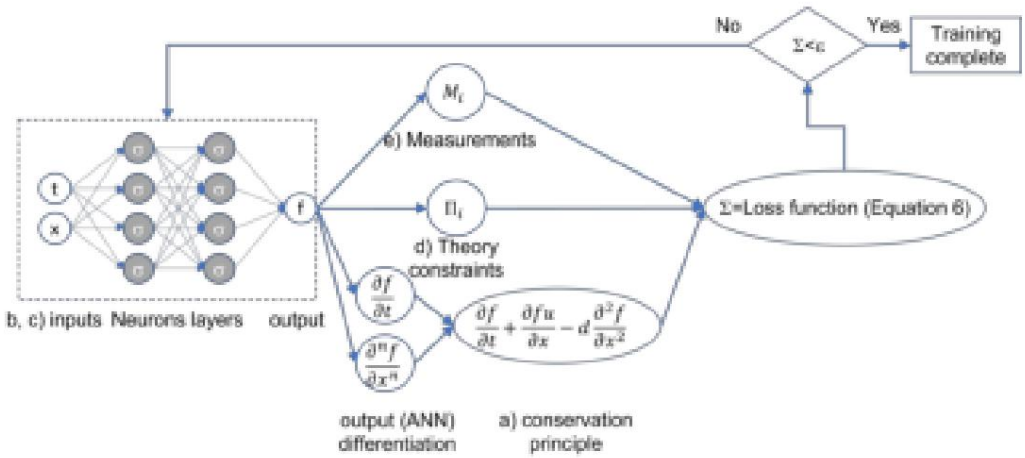


Рисунок 10. Обобщенная схема подхода нейронной сети, основанной на физике (PINN).

Machine Translated by Google

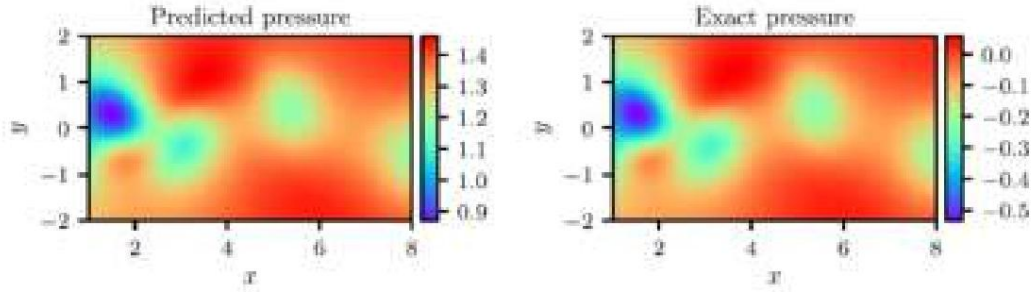


Рис. 11. Мгновенное статическое давление в области вихреобразования за круглым цилиндром. Воспроизведено с разрешения [120]. Авторские права принадлежат Elsevier Inc., 2018 г.

Хотя приложения, наблюдаемые на сегодняшний день, относительно просты, они демонстрируют огромный потенциал этого метода, который не следует рассматривать как жизнеспособную замену моделей CFD, а скорее как модель, способную включать и согласовывать разноточные данные из разных источников. как суммировано уравнением (6).

7. Резюме и перспективы

Системы проектирования, и особенно проектирование турбомашин, все чаще используют передовые инструменты CFD и общие междисциплинарные методы оптимизации. В этой статье обобщаются направления дальнейшего совершенствования методов проектирования и инструментов оптимизации производительности.

- В цикле оптимизации конструкции качество конструкции измеряется путем опроса оценщика, в данном случае CFD. Качество и надежность оптимального решения продиктованы надежностью CFD, точность которой можно повысить с помощью машинного обучения. • Каждая итерация проектирования, особенно при междисциплинарной проверке, требует очень больших вычислительных ресурсов. Машинное обучение может улучшить сходимость оптимизаторов за счет сокращения количества итераций и, что более важно, затрат, связанных с каждым анализом производительности проекта.

В этом направлении данная статья начинается с сосредоточения внимания на тех областях, в которых машинное обучение уже оказывает прямое влияние на CFD в сфере турбомашиностроения, в частности, где данные моделирования с более высокой точностью используются для обучения моделей, дополняющих расчеты с более низкой точностью. в попытке согласовать ограничение точности модели (U)RANS с ограничением вычислительных ресурсов LES или DNS. Машинное обучение успешно используется в основном для преодоления трудностей, возникающих при моделировании турбулентности, движущего механизма изменения энтропии. Эти методы показали значительную перспективность, наблюдая улучшенное прогнозирование потоков, включая, помимо прочего, турбины высокого и низкого давления, охлаждающие потоки, такие как струя в поперечном потоке и внутренние каналы охлаждения турбины, системы рекуперации отходящего тепла, системы улавливания и секвестрации углерода.

Несмотря на их явный потенциал, признано, что в настоящее время такие методы редко учитывают эпистемические неопределенности, вносимые этими отображениями, в то же время предполагая одноточечную спецификацию начальных и граничных условий. В отраслях, не склонных к риску, таких как авиация и морская промышленность, а также в производстве электроэнергии для гражданского и промышленного применения, где часто используются турбомашины, эту неопределенность необходимо измерять количественно и управлять ею для поддержки проектных решений и обеспечения возможности сертификации продукции регулирующими органами. Учитывая это, рассматриваются современные методы, которые учитывают неопределенность некоторой интересующей величины при наличии как алеаторических, так и эпистемических неопределенностей. Эти методы проливают свет на то, как можно использовать UQ для обеспечения определенного уровня оценки прогнозной достоверности этих моделей машинного обучения при их применении в ранее невиданных случаях. Повышенная точность поможет определить влияние производительности отдельных компонентов на двигатель в целом (т. е. работоспособность компрессора, выбросы от сгорания, долговечность турбины высокого давления, эффективность силовой турбины) и, в конечном итоге, поможет принять решения о наиболее подходящих корректирующих действиях в случае возникновения проблем. . Более точная CFD с управляемыми вычислительными затратами также позволит проводить межкомпонентный анализ.

Machine Translated by Google

взаимодействие, часто являющееся причиной неожиданных проблем (например, нестабильность впускной системы и осевого компрессора, долговечность камеры сгорания и турбины высокого давления, шум силовой турбины и выхлопной системы, возбуждение аэроакустической полости и т. д.).

Эти подходы демонстрируют недостаточно используемый, но очень важный аспект прогнозных моделей, если они должны быть приняты для крупномасштабной интеграции в промышленных условиях. Они также привлекают внимание к фундаментальному вопросу: как можно легко совместить традиционное компьютерное моделирование с богатством разнородных данных, часто доступных в промышленности, каждый из которых загрязнен различными уровнями разрешения в пространстве и времени, а также алеаторической и эпистемической неопределенностью во время их сбора? . Это отнюдь не простая задача. Определение законов сохранения, начальных и граничных условий для некоторой геометрии может быть достаточным для запуска компьютерного моделирования, но не гарантирует согласия с измеренными данными и опытом проектирования.

Недавняя разработка, которая предлагает потенциал для объединения этих двух противоположных аспектов промышленного дизайна, связана с внедрением нейронных сетей, основанных на физике (PINN). PINN предлагают уникальную возможность объединить все источники доступной информации в единую сеть оптимизации с ограничениями. Измеренные данные, данные из источников с высокой точностью, теоретические физические законы и проверенные эмпирические зависимости — все это можно рассматривать одновременно, включив их с соответствующим образом выбранными весами в функцию потерь обучающейся машины. Разработка PINN подводит область машинного обучения в области гидродинамики к очень захватывающему моменту, когда бесшовное объединение данных представляется серьезным соперником. Хотя в настоящее время они находятся в зачаточном состоянии и на сегодняшний день применяются только к относительно простым приложениям, исследователи неизбежно будут использовать богатую жилу, которую открывают PINN. Без сомнения, это произойдет благодаря их применению к множеству более сложных проблем, чтобы показать их актуальность в общих условиях и открыть новые перспективы для старых проблем. Хотя это может быть четким направлением, на данном этапе рекомендуется более вдумчивый подход, особенно в промышленных условиях турбомашин.

Будущие подходы, основанные на данных, должны стремиться учитывать богатство предшествующих знаний, чтобы уменьшить огромные пространства параметров высокой размерности и уменьшить вычислительную сложность поиска оптимальных решений. Прогнозы с использованием разработанных моделей также должны быть представлены с учетом неопределенности, чтобы специалисты-практики были уверены в полученных результатах и могли обосновать принятые в результате проектные решения. Хотя полная замена нынешних традиционных методов потребует времени, уже существует четкий путь к новым методам с более широким диапазоном действия — тем, которые с помощью МО наилучшим образом используют измерения как специализированных тестов с уменьшенным масштабом, так и высокомасштабных тестов. точность полевых данных, обеспечение соблюдения теории и повышение точности прогнозирования вычислительных инструментов от раннего до детального проектирования.

Вклад авторов: Расследование: JH, NP, FM и VM; Письмо — первоначальный вариант: JH, NP, FM и VM; Написание — обзор и редактирование: JH, NP, FM и VM. Все авторы прочитали опубликованную версию рукописи и согласились с ней.

Финансирование: Данное исследование финансировалось за счет гранта № EP/L016230/1 Исследовательского совета по инженерным и физическим наукам (EPSRC).

Благодарности: Авторы выражают благодарность компании Baker Hughes за финансирование и разрешение опубликовать эту работу.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Справочник GTW World Gas Turbine World 2020; Pequot Publishing Inc.: Фэрфилд, Коннектикут, США, 2020 г.
2. Источники выбросов парниковых газов. Доступно онлайн: https://www.epa.gov/ghgemissions/sources-greenhouse-gas-выбросы (по состоянию на 26 октября 2021 г.).
3. Микеласси, В.; Линг, Дж. Проблемы и возможности искусственного интеллекта и высокоточного моделирования в турбомашинах. приложения: Перспектива. Дж. Глоб. Силовой двигатель. Соц. 2021, 1–14. [Перекрестная ссылка]
4. Дентон, доктор медицинских наук; Дауэс, В.Н. Вычислительная гидродинамика для турбомашин. Дж. Мех. англ. наук. 1998, 213, 107–124. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

5. Сандберг, Р.Д.; Микеласси, В. Современное состояние высокоточного моделирования компонентов турбомашин главного газового тракта и их промышленное воздействие. Флоу Турбул. Сжечь. 2019, 102, 797–848. [Перекрестная ссылка]
6. Ласковский Г.; Коприва, Дж.; Микеласси, В.; Шанкаран, С.; Палиат, У.; Бхаскаран, Р.; Ван, К.; Талникар, К.; Ван, З.; Цзя, Ф. Будущие направления использования высокоточной CFD для анализа и проектирования аэротермических турбомашин. В материалах 46-й конференции AIAA по гидродинамике, Вашингтон, округ Колумбия, США, 13–17 июня 2016 г.; п. 3322.
7. Аколекар, Х.Д.; Сандберг, РД; Хатчинс, Н.; Микеласси, В.; Ласковски, Г. Турбулентные затворы с машинным обучением для низкого давления Турбины с нестационарными условиями притока. Я. Турбомах. 2019, 141, 101009. [CrossRef]
8. Микеласси, В.; Чен, Л.; Пихлер, Р.; Сандберг, РД; Бхаскаран, Р. Высокоточное моделирование турбин низкого давления: влияние коэффициента расхода и пониженной частоты на потери. ASME Дж. Турбомах. 2016, 138, 111006. [CrossRef]
9. Пихлер, Р.; Микеласси, В.; Сандберг, РД; Онг, Дж. Исследование LES с высоким разрешением влияния размера зазора на ступень турбины низкого давления. ASME Дж. Турбомах. 2017, 140, 021003.
10. Мелони, Р.; Чекерини, Г.; Микеласси, В.; Риччио, Г. Анализ самовозбуждающейся динамики тяжелого кольцевого горения. камере с помощью моделирования больших вихрей. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2019, 141, 111016. [CrossRef]
11. Сандберг, Р.Д.; Микеласси, В. Гидродинамика осевых турбомашин: моделирование и модели на уровне лопаток и ступеней. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2022, 54, 255–285. [Перекрестная ссылка]
12. Слотник Дж.; Ходадуст, А.; Алонсо, Дж.; Дармофал, Д. Исследование CFD Vision 2030: путь к революционным вычислительным аэронаукам; Технический отчет; Исследовательский центр НАСА в Лэнгли: Хэмптон, Вирджиния, США, 2014 г.
13. Джонс, В.; Лаундер, Б. Расчет явлений с низким числом Рейнольдса с помощью модели турбулентности с двумя уравнениями. Межд. Дж. Хит Массовый трансфер. 1973, 16, 1119–1130. [Перекрестная ссылка]
14. Лопес, Д.И.; Гису, Т.; Шахпар, С. Глобальная оптимизация трансзвуковой лопасти вентилятора с помощью активных подпространств с поддержкой искусственного интеллекта. Дж. Турбомах. 2021, 14, 011013.
15. Гайманн А.; Монтомоли, Ф.; Пьетропаоли, М. Робастная оптимизация топологии жидкости с использованием полиномиальных разложений хаоса: TOffee. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Турбомашиностроение: Лондон, Великобритания, 2018 г.; Объем 2D. [Перекрестная ссылка]
16. Гацкий Т.; Специале, К. О явных алгебраических моделях напряжений для сложных турбулентных потоков. Дж. Гидромеханика. 1993, 254, 59–78. [Перекрестная ссылка]
17. Чжао Ю.; Аколекар, HD; Уэзеритт, Дж.; Микеласси, В.; Сандберг, научный сотрудник РАЕН, разработка модели турбулентности с использованием CFD машинное обучение. Дж. Компьютер. Физ. 2020, 411, 109413. [CrossRef]
18. Валлин С.; Йоханссон, А. Явная алгебраическая модель напряжения Рейнольдса для несжимаемых и сжимаемых турбулентных потоков. Дж. Жидкостная механика. 2000, 403, 89–132. [Перекрестная ссылка]
19. Парк, Дж.; Чой, Х. К моделированию больших вихрей на основе нейронных сетей: применение к турбулентному потоку в канале. Дж. Гидромеханика. 2021, 914, А16. [Перекрестная ссылка]
20. Уэзеритт, Дж.; Сэндберг, Р.Д. Гибридная методология моделирования усреднения Рейнольдса/больших вихрей на основе символической регрессии: Формулировка и применение. AIAA J. 2017, 55, 3734–3746. [Перекрестная ссылка]
21. Уэзеритт, Дж.; Сандберг, Р.Д. Новый эволюционный алгоритм, примененный к алгебраическим модификациям соотношения напряжение-деформация RANS. Дж. Компьютер. Физ. 2016, 325, 22–37. [Перекрестная ссылка]
22. Поуп С.Б. Более общая гипотеза эффективной вязкости. Дж. Гидромеханика. 1975, 72, 331–340. [Перекрестная ссылка]
23. Уэзеритт, Дж.; Пихлер, Р.; Сандберг, РД; Ласковский, Г.; Микеласси, В. Машинное обучение для разработки моделей турбулентности с использованием высокоточного каскадного моделирования HPT. В материалах технической конференции и выставки турбомашиностроения, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; стр. 1–12. [Перекрестная ссылка]
24. Уэзеритт, Дж.; Чжао, Ю.; Сандберг, РД; Мизуками, С.; Танимото, К. Разработка модели скалярного потока на основе данных с применением для струи в поперечном потоке. Межд. J. Тепломассообмен. 2019, 147, 118931. [CrossRef]
25. Хаммонд, Дж.; Монтомоли, Ф.; Пьетропаоли, М.; Сандберг, Р.; Микеласси, В. Машинное обучение для разработки данных, управляемых данными Турбулентные затворы в системах теплоносителя. Я. Турбомах. 2022, 144, 081003. [CrossRef]
26. Фрей Мариони, Ю.; Ортис, EADT; Кассинелли, А.; Монтомоли, Ф.; Адами, П.; Васкес, Р. Подход машинного обучения для улучшения моделирования турбулентности на основе данных DNS с использованием нейронных сетей. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 17. [CrossRef]
27. Линг, Дж.; Куржавский А.; Темплтон, Дж. Рейнольдс усреднил моделирование турбулентности с использованием глубоких нейронных сетей со встроенной инвариантностью. Дж. Гидромеханика. 2016, 807, 155–166. [Перекрестная ссылка]
28. Уэзеритт, Дж.; Сандберг, РД; Линг, Дж.; Саез, Г.; Бодар, Дж. Сравнительное исследование контрастных сред машинного обучения, применяемых к RANS-моделированию струй в поперечном потоке. В материалах ASME Turbo Expo 2017: Техническая конференция и выставка турбомашин, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; GT2017-63403.
29. Такер П. Расчет нестационарных потоков турбомашин: Часть 1 – Прогресс и проблемы. Прог. Аэросп. наук. 2011, 47, 522–545. [Перекрестная ссылка]
30. Микеласси, В.; Пихлер, Р.; Чен, Л.; Сандберг, Р.Д. Прямое численное моделирование сжимаемости турбин низкого давления: часть II – Влияние возмущений притока. ASME Дж. Турбомах. 2015, 137, 071005-1–071005-12. [Перекрестная ссылка]
31. Лав, К.; Сандберг, РД; Филип, Дж. Структура разработки моделей турбулентности на основе данных для потоков с организованной нестационарностью. Дж. Комп. Физ. 2019, 383, 148–165. [Перекрестная ссылка]
32. Ван де Валь, АГ; Кадамби-младший; Адамчик, Дж. Дж. Транспортная модель детерминированных напряжений, связанных с турбомашинами. взаимодействие рядов лезвий. Я. Турбомах. 2000, 122, 593–603. [Перекрестная ссылка]
33. Хаммонд, Дж.; Пьетропаоли, М.; Монтомоли, Ф. Оптимизация топологии турбулентного потока с использованием моделирования на основе данных. Структура. Многопрофильный. Оптим. 2022, 65, 49. [CrossRef]

Machine Translated by Google

34. Али, З.; Тайке, Дж.; Такер, П.Г.; Шахпар, С. Генерация блочной топологии для структурированной многоблочной сетки с иерархическими Обработка геометрии. Процедия англ. 2016, 163, 212–224. [Перекрестная ссылка]
35. Тооси, С.; Ларссон, Дж. Адаптация к сетке и проверка сходимости при моделировании крупных вихрей: надежный и систематический подход. В материалах конференции по гидродинамике 2018 г., Атланта, Джорджия, США, 25–29 июня 2018 г.; стр. 1–24. [Перекрестная ссылка]
36. Резаиравеш, С.; Лифвендал, М. Влияние разрешения сетки на моделирование больших вихрей турбулентности, ограниченной стеной. Физ. Жидкости 2018, 30, 055106. [CrossRef]
37. Тайке, Дж.; Вадламани, Северная Каролина; Трояк, В.; Уотсон, Р.; Может.; Такер, П.Г. Проблемы моделирования турбомашин и будущее. Прог. Аэросп. наук. 2019, 110, 100554. [CrossRef]
38. Кочков Д.; Смит, Дж.А.; Алиева А.; Ван, К.; Бреннер, член парламента; Хойер, С. Машинное обучение. Ускоренная вычислительная жидкость. динамика. Учеб. Натл. акад. наук. США 2021, 118, e2101784118. [Перекрестная ссылка]
39. Гао, Х.; Сан, Л.; Ван, Дж. К. Сверхразрешение и шумоподавление потока жидкости с использованием сверточных нейронных сетей, основанных на физике без этикеток высокого разрешения. Физ. Жидкости 2021, 33, 073603. [CrossRef]
40. Фотиадис, С.; Пиньятелли, Э.; Валенсия, ML; Кэнтуэлл, К.; Сторки, А.; Бхарат, А.А. Сравнение рекуррентных и сверточных нейронных сетей для прогнозирования распространения волн. arXiv 2020, arXiv:2002.08981.
41. Сортеберг, МЫ; Гарасто, С.; Кэнтуэлл, СС; Бхарат, А.А. Аппроксимация решения проблемы распространения поверхностных волн с использованием глубоких нейронных сетей. В материалах 32-й конференции по нейронным системам обработки информации (NeurIPS), Монреаль, Квебек, Канада, 3–8 декабря 2018 г.; стр. 246–256._26. [Перекрестная ссылка]
42. Ван Ю.; Гао, З.; Лонг, М.; Ван, Дж.; Ю, П.С. PredRNN++: К разрешению глубокой во времени дилеммы в пространственно-временных прогнозирующее обучение. Межд. Конф. Мах. Учиться. 2018, 11, 8122–8131.
43. Туэри, Н.; Вайсенов, К.; Прантл, Л.; Ху, Х. Методы глубокого обучения для моделирования профиля крыла, усредненного по Рейнольдсу, Навье – Стокса. течет. AIAA J. 2020, 58, 25–36. [Перекрестная ссылка]
44. Досовицкий А.; Фишер, П. FlowNet: Изучение оптического потока с помощью сверточных сетей. arXiv 2015, arXiv:1504.06852.
45. Де Безенак, Э.; Пажо, А.; Галлинари, П. Глубокое обучение физическим процессам: включение предшествующих научных знаний. В материалах 6-й Международной конференции по обучающимся представлениям, ICLR 2018 — Материалы конференции, Ванкувер, Британская Колумбия, Канада, 30 апреля – 3 мая 2018 г.; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2018 г.
46. Винуэса, Р.; Брантон, С.Л. Потенциал машинного обучения для улучшения вычислительной гидродинамики. apXiv 2021, arXiv: 2110.02085.
47. Брантон, СЛ; Ноак, БР; Кумутсакос, П. Машинное обучение в механике жидкостей. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2020, 52, 477–508. [Перекрестная ссылка]
48. Обиолс-Салес, О.; Вишну, А.; Малая, Н.; Чандрамовлисваран, А. CFDNet: Ускоритель на основе глубокого обучения для моделирования жидкостей. В материалах Международной конференции по суперкомпьютерам, Барселона, Испания, 29 июня – 2 июля 2020 г. [CrossRef]
49. Леер, М.; Кемпф, А. Оценка поля быстрого течения для различных приложений с помощью универсально применимой концепции машинного обучения. Флоу Турбул. Сжечь. 2021, 107, 175–200. [Перекрестная ссылка]
50. Бертини, Ф.; Креди, М.; Маркончини, М.; Джованнини, М. Путь к аэродинамически надежной конструкции турбин низкого давления. Я. Турбомах. 2012, 135, 021018. [CrossRef]
51. Сатиш, Т.; Мурти, Р.; Сингх, А. Анализ неопределенностей в измерении зазора кончика лопатки ротора в газотурбинном двигателе в динамических условиях. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть G J. Aerosp. англ. 2014, 228, 652–670. [Перекрестная ссылка]
52. Монтомоли, Ф.; Массини, М.; Сальвадори, С. Геометрическая неопределенность в турбомашинах: зазор между кончиками и радиус галтели. Вычислить. Жидкости 2011, 46, 362–368. [Перекрестная ссылка]
53. Нотаристефано А.; Гаэтани, П.; Доссена, В.; Фузетти, А. Оценка неопределенности аэродинамических датчиков давления с несколькими отверстиями. Дж. Турбомах. 2021, 143, 091001. [CrossRef]
54. Монтомоли, Ф.; Карневейл, М.; Массини, М.; Д'Аммаро, А.; Сальвадори, С. Количественная оценка неопределенности в вычислительной гидродинамике и авиационные двигатели; Спрингер: Лондон, Великобритания, 2015 г.
55. Сепе, М.; Грациано, А.; Бадора, М.; Ди Стацио, А.; Беллани, Л.; Сравните, М.; Зио, Э. Структура машинного обучения с учетом физики для прогнозного обслуживания, применяемая к активам турбомашин. Дж. Глоб. Силовой двигатель. Соц. 2021, 1–15. [Перекрестная ссылка]
56. Готшальк, Х.; Саади, М.; Доганай, ОТ; Кламрот, К.; Шмитц, С. Сопряженный метод расчета градиентов формы вероятностей отказа компонентов турбомашин. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Турбомашиностроение: Лондон, Великобритания, 2018 г.; Том 7А. [Перекрестная ссылка]
57. Элдред, М.; Буркардт, Дж. Сравнение неинтрузивного полиномиального хаоса и методов стохастической коллокации для количественной оценки неопределенности. В материалах 47-го совещания AIAA по аэрокосмическим наукам, включая форум «Новые горизонты» и аэрокосмическую выставку, Орландо, Флорида, США, 5–8 января 2009 г. [CrossRef]
58. Хэнсон, Дж.; Бирд, Б. Применение моделирования Монте-Карло для проектирования ракеты-носителя и проверки требований. В материалах конференции AIAA по наведению, навигации и контролю, Торонто, Онтарио, Канада, 2–5 августа 2010 г.
59. Книо, ОМ; Мэтр, OPL Распространение неопределенности в CFD с использованием полиномиального разложения хаоса. Жидкостная Дин. Рез. 2006, 38, 616–640. [Перекрестная ссылка]
60. Чжоу, Ю.; Лу, З.; Ху, Дж.; Ху, Ю. Суррогатное моделирование многомерных задач с помощью управляемых данными разложений полиномиального хаоса и разреженного частичного наименьшего квадрата. Вычислить. Методы Прикл. Мех. англ. 2020, 364, 112906. [CrossRef]
61. Салис, К.; Зигиридис, Т. Уменьшение размерности метода полиномиального хаоса на основе метода моментов. Антенны IEEE Wirel. Пропаг. Летт. 2018, 17, 2349–2353. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

62. Папагеоргиу, АК; Папуцис-Киачагиас, Э.М.; Джаннакоглоу, К.К. Разработка и оценка непрерывного сопряженного метода, основанного на разложении полиномиального хаоса, для оптимизации формы в условиях неопределенности. Межд. Дж. Нумер. Methods Fluids 2022, 94, 59–75. [Перекрестная ссылка]

63. Хациманолакис, М.; Кантаракиас, К.Д.; Асути, В.; Джаннакоглу, К. Безболезненный интрузивный метод полиномиального хаоса с Приложения на базе RANS. Вычислить. Методы Прикл. Мех. англ. 2019, 348, 207–221. [Перекрестная ссылка]

64. Ууситало, Л.; Лехикойнен, А.; Хелле, И.; Мирберг, К. Обзор методов оценки неопределенности детерминированных моделей в поддержка принятия решений. Окружающая среда. Модель. Программное обеспечение 2015, 63, 24–31. [Перекрестная ссылка]

65. Банерджи, С.; Краль, Р.; Дерст, Ф.; Зенгер, К. Представление свойств анизотропии турбулентности, инвариантов и собственных значений подходы. Дж. Турбул. 2007, 8, N32. [Перекрестная ссылка]

66. Горле, К.; Эмори, М.; Ларссон, Дж.; Яккарино, Г. Количественная оценка эпистемической неопределенности для RANS-моделирования потока через волнистую стену; ежегодные исследовательские обзоры; Центр исследования турбулентности: Стэнфорд, Калифорния, США, 2012 г.; стр. 81–91.

67. Эмори, М.; Ларссон, Дж.; Яккарино, Г. Моделирование структурных неопределенностей в замыканиях Навье – Стокса, усредненных по Рейнольдсу. Физ. Жидкости 2013, 25, 110822. [CrossRef]

68. Хейзе, Дж. Ф.; Мишра, А.А.; Яккарино, Г. Оценка неопределенности модели RANS с использованием машинного обучения. Дж. Глоб. Силовой двигатель. Соц. 2021, 1–14. [Перекрестная ссылка]

69. Чунг, С.Х.; Оливер, штат Техас; Пруденсио, Э.Э.; Прюдом, С.; Мозер, Р.Д. Байесовский анализ неопределенности с приложениями к моделирование турбулентности. Надежный. англ. Сист. Саф. 2011, 96, 1137–1149. [Перекрестная ссылка]

70. Оливер, Т.А.; Мозер, Р.Д. Количественная оценка байесовской неопределенности применительно к моделям турбулентности RANS. Дж. Физ. Конф. Сер. 2011, 318, 042032. [CrossRef]

71. Оливер, Т.; Мозер, Р. Количественная оценка неопределенности для прогнозов модели турбулентности RANS. Тезисы совещаний отдела гидродинамики APS ; 2009. Доступно в Интернете: http://meetings.aps.org/link/BAPS.2009.DFD.LC.4 . (по состоянию на 2 февраля 2022 г.).

72. Сяо, Х.; Ву, Дж.Л.; Ван, JX; Сан, Р.; Рой, К. Количественная оценка и уменьшение неопределенностей формы модели в усредненных по Рейнольдсу симуляциях Навье – Стокса: байесовский подход, основанный на данных и основанный на физике. Дж. Компьютер. Физ. 2016, 324, 115–136. [Перекрестная ссылка]

73. Эделинг, В.Н.; Циннелла, П.; Дуайт, РП; Бейл, Х. Байесовские оценки изменчивости параметров в модели турбулентности k-ε. Дж. Вычислить. Физ. 2014, 258, 73–94. [Перекрестная ссылка]

74. Эделинг, В.; Циннелла, П.; Дуайт, Р.П. Прогнозное моделирование RANS с помощью усреднения байесовской модели и сценария. Дж. Комп. Физ. 2014, 275, 65–91. [Перекрестная ссылка]

75. Ли, Дж. П.; Цзэн, ФЗ; Чен, СС; Чжан, КЛ; Ян, К. Оценка байесовской модели трех моделей турбулентности k – ω для потоков взаимодействия гиперзвуковой ударной волны с пограничным слоем. Акта Астронавт. 2021, 189, 143–157. [Перекрестная ссылка]

76. Сяо, Х.; Ван, JX; Ганем, Р.Г. Подход со случайной матрицей для количественной оценки неопределенностей формы модели при моделировании турбулентности. Вычислить. Методы Прикл. Мех. англ. 2017, 313, 941–965. [Перекрестная ссылка]

77. Доу, Э.; Ван, К. Количественная оценка структурных неопределенностей в модели турбулентности k-ω. В материалах конференции AIAA/ASME/ASCE/ AHS/ASC «Структуры, структурная динамика и материалы», Денвер, Колорадо, США, 4–7 апреля 2011 г. [Перекрестная ссылка]

78. Трейси, Б.Д.; Дурайсами, К.; Алонсо, Дж. Дж. Стратегия машинного обучения для помощи в разработке модели турбулентности. В материалах 53-го совещания AIAA по аэрокосмическим наукам, Киссимми, Флорида, США, 5–9 января 2015 г.; п. 1287.

79. Пэриш, Э.Дж.; Дурайсами, К. Парадигма прогнозного моделирования на основе данных с использованием инверсии полей и машинного обучения. Дж. Вычислить. Физ. 2016, 305, 758–774. [Перекрестная ссылка]

80. Сингх, АР; Дурайсами, К. Использование инверсии поля для количественной оценки функциональных ошибок в турбулентных замыканиях. Физ. Жидкости 2016, 28, 045110. [Перекрестная ссылка]

81. Дурайсами, К.; Яккарино, Г.; Сяо, Х. Моделирование турбулентности в эпоху данных. Энн. Преподобный Fluid Mech. 2019, 51, 357–377. [Перекрестная ссылка]

82. Сяо, Х.; Циннелла, П. Количественная оценка неопределенности модели в RANS-симуляциях: обзор. Прог. Аэросп. наук. 2019, 108, 1–31. [Перекрестная ссылка]

83. Женева, Северная Каролина; Забарас, Н. Количественная оценка неопределенности формы модели в моделях турбулентности, усредненных по Рейнольдсу, с байесовской глубиной нейронные сети. Дж. Компьютер. Физ. 2019, 383, 125–147. [Перекрестная ссылка]

84. МакКинд, АМ; Горгулуарслан, РМ; Чой, С.К. Стохастический анализ и проверка в условиях алеаторной и эпистемической неопределенности. Надежный. англ. Сист. Саф. 2021, 205, 107258. [CrossRef]

85. Перец, Н.; Монтомоли, Ф.; Шарма, С. Объединение данных для количественной оценки неопределенности с помощью неинтрузивного полиномиального хаоса. Вычислить. Методы Прикл. Мех. англ. 2021, 374, 113577. [CrossRef]

86. Хе, К. Проверка модели на основе вероятностных блоков в условиях смешанной неопределенности. Адв. Мех. англ. 2019, 11, 1687814019847411. [Перекрестная ссылка]

87. Линг, Дж.; Темплтон, Дж. Оценка алгоритмов машинного обучения для прогнозирования областей с высокой средней неопределенностью Рейнольдса Навье-Стокса. Физ. Жидкости 2015, 27, 085103. [CrossRef]

88. Фриман, Р. 1. Новые методы сварки аэрокосмических материалов. Сварка и соединение аэрокосмических материалов, 2-е изд.; Серия публикаций Woodhead по сварке и другим технологиям соединения; Чатурведи, М., Ред.; Woodhead Publishing: Кембридж, Великобритания, 2021 г.; стр. 1–19. [Перекрестная ссылка]

89. Хюллермайер, Э.; Вагеман, В. Алеаторическая и эпистемическая неопределенность в машинном обучении: введение в концепции и методы. Мах. Учиться. 2021, 110, 457–506. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

90. Псарос, А.Ф.; Мэн, Х.; Цзоу, З.; Го, Л.; Карниадакис, GE. Количественная оценка неопределенности в научном машинном обучении: методы, метрики и сравнения. arXiv 2022, arXiv:2201.07766.

91. Маккроски, В. Критическая оценка результатов аэродинамической трубы для профиля NACA 0012; Технический отчет; Национальное управление по аэронавтике и исследованию космического пространства: Моффетт Филд, Калифорния, США, 1987.

92. Маврис, Д.; ДеЛаурентис, Д. Методология изучения одновременного влияния требований, характеристик транспортных средств и Технологии проектирования военных самолетов. ICAS 2000, 144, 1–12.

93. Сарави, М.; Ньюнес, Л.; Майлхэм, А.; Го, Ю. Оценка затрат на этапе концептуального проектирования для оптимизации проектирования с точки зрения производительности и стоимости. В области совместного управления жизненным циклом продуктов и услуг для устойчивого мира; Передовое параллельное проектирование; Карран Р., Чоу С., Траппи А., ред.; Шпрингер: Берлин, Германия, 2008 г.

94. Се, Р.; Чен, М.; Лю, В.; Цзян, Х.; Ши, Ю. Технологии турбомашин с точки зрения жизненного цикла: обзор. Устойчивое развитие 2021, 13, 2495. [CrossRef]

95. Бабушка И.; Нобиле, Ф.; Темпоне, Р. Надежность вычислительной науки. Число. Методы Частичные. Отличие. уравнение 2007, 23, 753–784. [Перекрестная ссылка]

96. Кеннеди, МС; О'Хаган, А. Байесова калибровка компьютерных моделей. JR Стат. Соц. Сер. Б (Стат. методология) 2001, 63, 425–464. [Перекрестная ссылка]

97. Форрестер, А.И.; Собестер, А.; Кин, А.Дж. Многосторонняя оптимизация посредством суррогатного моделирования. Учеб. Р. Сок. Математика. Физ. англ. наук. 2007, 463, 3251–3269. [Перекрестная ссылка]

98. Элдред, М.С.; Нг, ЛВТ; Барон, МФ; Домино, С.П. Количественная оценка неопределенности множественности с использованием моделей спектрального стохастического несоответствия. В Справочнике по количественной оценке неопределенности; Ганем Р., Хигдон Д., Овади Х., ред.; Springer International Publishing: Чам, Швейцария, 2015 г.; стр. 991–1040.

99. Ян, Л.; Чжоу, Т. Адаптивный многоточечный полиномиальный хаосный подход к байесовскому выводу в обратных задачах. Дж. Компьютер. Физ. 2019, 381, 110–128. [Перекрестная ссылка]

100. Джайлс М.Б. Многоуровневые методы Монте-Карло. Акта Нумер. 2015, 24, 259–328. [Перекрестная ссылка]

101. Ван, Ф.; Чжан, QJ Нейронные модели, основанные на знаниях, для проектирования микроволновых систем. IEEE Транс. Микроу. Теория Тех. 1997, 45, 2333–2343. [Перекрестная ссылка]

102. Ян, Л.; Мэн, Х.; Карниадакис, GE B-PINN: байесовские нейронные сети с учетом физики для прямого и обратного PDE проблемы с зашумленными данными. Дж. Компьютер. Физ. 2021, 425, 109913. [CrossRef]

103. Перец, Н.; Гайманн, А.; Шарма, С.; Монтомоли, Ф. Аппроксимация локального поля двусторонней точности с помощью нейронных сетей, основанных на знаниях, для вычислительной гидродинамики. наук. Отчет 2021, 11, 14459. [CrossRef]

104. Лоуренсо, Ж.; Сагаут, П. Построение эффективных поверхностей отклика аэродинамических функций с помощью кригинга и кокригинга. АИАА Дж. 2008, 46, 498–507. [Перекрестная ссылка]

105. Ван, К.; Песня, Л.; Го, З.; Ли, Дж. Оптимизация передачи для ускорения проектирования каскадов турбомашин. В Турбо Экспо: Энергия для суши, моря и воздуха; Турбомашиностроение: Лондон, Великобритания, 2020 г.; Объем 2D. [Перекрестная ссылка]

106. Хан, З.Х.; Циммерманн, Р.; Горец, С. Новый метод кокригинга для суррогатного моделирования аэродинамических данных с переменной точностью. В материалах 48-го совещания AIAA по аэрокосмическим наукам, включая форум New Horizons и аэрокосмическую выставку, Орландо, Флорида, США, 4–7 января 2010 г. [CrossRef]

107. Румпфкейл, М.; Ямадзаки, В.; Дмитрий, М. Метод динамической выборки для суррогатных моделей кригинга и кокригинга. В материалах 49-го совещания AIAA по аэрокосмическим наукам, включая форум New Horizons и аэрокосмическую выставку, Орландо, Флорида, США, 4–7 января 2011 г. [CrossRef]

108. Чан, С.; Эльшейх, А.Х. Подход машинного обучения для эффективной количественной оценки неопределенности с использованием многомасштабных методов. Дж. Вычислить. Физ. 2018, 354, 493–511. [Перекрестная ссылка]

109. Пэн, GC; Альбер, М.; Теполе, АБ; Кэннон, WR; Де, С.; Дура-Бернал, С.; Гарикипати, К.; Карниадакис, Г.; Литтон, WW; Пердикарис, П.; и др. Многомасштабное моделирование сочетается с машинным обучением: чему мы можем научиться? Арх. Вычислить. Методы англ. 2021, 28, 1017–1037. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]

110. Трехан, С.; Дурлофски, Л. Моделирование крупномасштабной ошибки на основе машинного обучения с применением к количественной оценке неопределенности. Вычислить. Геосци. 2018, 22, 1093–1113. [Перекрестная ссылка]

111. Щелок, КО; Мишра, С.; Молинаро, Р. Многоуровневая процедура повышения точности алгоритмов машинного обучения. Евро. Дж. Прил. Математика. 2021, 32, 436–469. [Перекрестная ссылка]

112. Джабарулла Хан, НК; Эльшейх, А.Х. Гибридный многоуровневый метод Монте-Карло на основе машинного обучения для количественная оценка неопределенности. Передний. Окружающая среда. наук. 2019, 7, 105. [CrossRef]

113. Ленгани, Д.; Симони, Д.; Пихлер, Р.; Сандберг, РД; Микеласси, В.; Бертини, Ф. Об идентификации и разложении нестационарных потерь в турбинном каскаде. Я. Турбомах. 2019, 141, 031005. [CrossRef]

114. Дентон Дж. Научная лекция IGTI 1993 года: Механика потерь в турбомашинах. ASME Дж. Турбомах. 1993, 115, 621–656. [Перекрестная ссылка]

115. Леггетт, Дж.; Прибе, С.; Шаббир, А.; Микеласси, В.; Сандберг, Р.; Ричардсон, Э. ЛЕС Прогноз потерь в каскаде осевых компрессоров при непроектных происшествиях с возмущениями набегающего потока. ASME Дж. Турбомах. 2018, 7, 071005. [CrossRef]

116. Карниадакис, Г. Е.; Кеврекидис, ИГ; Лу, Л.; Пердикарис, П.; Ван, С.; Ян, Л. Машинное обучение с учетом физики. Нат. Преподобный физ. 2021, 3, 422–440. [Перекрестная ссылка]

117. Цай, С.; Мао, З.; Ван, З.; Инь, М.; Карниадакис, Дж. Е. Нейронные сети, основанные на физике (PINN), для механики жидкости: обзор. arXiv 2021, arXiv:2105.09506.

Machine Translated by Google

118. Ламли Дж. На пути к турбулентному конститутивному отношению. Дж. Гидромеханика. 1970, 41, 413–434. [Перекрестная ссылка]
119. Эйвази, Х.; Тахани, М.; Шлаттер, П.; Винуэса, Р. Нейронные сети с учетом физики для решения усредненных по Рейнольдсу Навье – Стокса уравнения. arXiv 2021, arXiv:2107.10711.
120. Раисси, М.; Пердикарис, П.; Карниадакис, Г. Нейронные сети, основанные на физике: структура глубокого обучения для решения прямых и обратных задач, включающих нелинейные уравнения в частных производных. Дж. Компьютер. Физ. 2019, 378, 686–707. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Вентилятор открытого тестового корпуса UHBR ECL5/CATANA †

Вальдо Пажес [1], Пьер Дюкен [1], Стефан Обер [1], Лоран Блан [2], Паскаль Ферран [1], Ксавье Оттави [1] и Кристоф Брандштеттер [1,*]

[1] Ecole Centrale de Lyon, Univ. Лион, CNRS, Univ. Клод Бернар Лион 1, INSA Лион, LMFA, UMR5509, 69130 Экюлли, Франция; valdo.pages@ec-lyon.fr (вице-президент); pierre.duquesne@ec-lyon.fr (PD); Stephane.aubert@ec-lyon.fr (ЮАР); pascal.ferrand@ec-lyon.fr (PF); xavier.ottavy@ec-lyon.fr (XO)
[2] Ecole Centrale de Lyon, Univ. Лион, CNRS, UMR5513, LTDS, 69130 Экюлли, Франция; laurent.blanc@ec-lyon.fr
* Переписка: christoph.brandstetter@ec-lyon.fr

† Данная статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в журнале Proceedings of the European Turbomachinery. Конференция ETC14 2021, доклады № 625 и 626, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Применение композитных вентиляторов открывает возможности революционного проектирования, но повышает чувствительность к мультифизическому резонансу между аэродинамическими, структурными динамическими и акустическими явлениями. В результате проблемы аэроупругости все чаще ограничивают устойчивость. Тестовые случаи репрезентативной геометрии без промышленных ограничений являются ключевым элементом открытой научной культуры, но в настоящее время не существует в сообществе турбомашиностроителей. Чтобы обеспечить мультифизическую проверку Эталонный представитель концепций вентиляторов UHBR ближайшего будущего, вентиляторная ступень ECL5 для открытого тестирования была разработан в Ecole Centrale de Lyon. Целью проекта было разработать геометрию с высокой эффективностью и широким диапазоном стабильности, которую можно реализовать с использованием композитов из углеродного волокна. Эта публикация Целью является представление окончательного тестового примера, который в настоящее время изготовлен и будет экспериментально проверен. Лопасти вентилятора состоят из ламината из однонаправленных углеродных волокон и эпоксидного композита. слои. Представлены их структурные свойства и ориентация слоев. Чтобы охарактеризовать тестовый пример, подробно описаны аэродинамическая схема всей ступени, динамика конструкции вентилятора и аэроупругая устойчивость вентилятора. Они получены с помощью современного процесса промышленного проектирования: статические и модальное моделирование FEM, RANS и LRANS. Аэродинамический анализ фокусируется на производительности и показаны критические структуры потока, такие как утечка через наконечник, радиальная миграция потока и отрывы потока. Механические режимы вентилятора описаны и обсуждены в контексте аэроупругих взаимодействий. Их частотное распределение подтверждено с точки зрения риска резонанса в отношении синхронных вибрация. Аэроупругая устойчивость вентилятора оценивается в репрезентативных рабочих точках с системный подход. Потенциальные нестабильности наблюдаются вдали от рабочей линии и не скомпрометировать экспериментальные кампании.

Ключевые слова: вентилятор; композитный; аэроупругость; порхать; аэроакустика

check for updates

Цитирование: Пажес, В.; Дюкен, П.; Обер, С.; Блан, Л.; Ферран, П.; Оттави, Х.; Брандштеттер, К. UHBR Открытый тестовый вентилятор ECL5/CATANA. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Мощность 2022, 7, 17. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020017

Академический редактор: Рауль Васкес Диас

Поступила: 25 января 2022 г.
Принято: 17 мая 2022 г.
Опубликовано: 31 мая 2022 г.

Примечание издателя: MDPI остается нейтральным в отношении юрисдикционных претензий в опубликованные карты и институциональная принадлежность ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/лицензии/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Благодаря применению современной легкой геометрии лопастей, аэроупругой муфты Эти явления имеют тенденцию к уменьшению рабочего диапазона компрессоров и вентиляторов авиационных маршевых двигателей. Поскольку механизмы синхронного возбуждения сегодня хорошо изучены, наиболее Сложные аэроупругие явления для будущих применений турбомашин имеют несинхронную (не кратную скорости вращения вала) природу. Список этих явлений представлена следующим образом. Данная статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в Материалы Европейской конференции по турбомашиностроению ETC14 2021, документ № 625 и 626, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г. [1,2].

Флаттер определяется как самовозбуждающаяся вибрация лопасти и обычно включает в себя движение лопасти к лопасти. муфта. Оно рассматривается как первоначально колебание лопасти малой амплитуды в определенной собственной моде, которая экспоненциально усиливается через петлю положительной обратной связи с аэродинамической

Machine Translated by Google

поле (отрицательное аэродинамическое демпфирование). Подходы линейного моделирования способны предсказать возникновение этого механизма, определить критические режимы и разработать контрмеры. Возмущение зависит только от вибрации лопасти и исчезает, как только вибрация прекращается. При больших амплитудах вибрации колебания предельного цикла могут возникать из-за аэродинамической или динамической нелинейности конструкции. Для вентиляторов турбодвигателей критические режимы обычно зависят от вихревых акустических режимов, которые возникают между впускным отверстием и ступенью вентилятора [3].

Баффетирование описывает взаимодействие между аэродинамической неустойчивостью (обычно образованием вихрей), которая включает в себя характерную частоту, и вибрацией лопасти в определенной собственной моде. Обычно в окружном соединении лопастей нет необходимости, но часто режимы плоского акустического канала устанавливают и синхронизируют фазу аэродинамических неустойчивостей, приводящих к вибрации с нулевым узловым диаметром [4].

Вращающийся срыв — чисто аэродинамическое явление, возникающее из-за перегрузки лопаточного ряда и последующего отрыва потока, приводящее к образованию распространяющихся по окружности срывных ячеек. Обычно он возбуждает собственные моды конструкции из-за нестационарной нагрузки, но при малых амплитудах распространение не связано с вибрацией лопасти [5].

Несинхронная вынужденная реакция представляет собой асинхронный механизм связи в многоступенчатых компрессорах, который наблюдался между захваченной акустической модой и совпадающей структурной структурной вибрацией [6]. Это явление менее актуально для вентиляторов .

Конвективная несинхронная вибрация (NSV) обычно возникает вблизи предела устойчивости, но до начала вращающегося срыва. Сложный механизм синхронизации между распространяющимися аэродинамическими завихренными возмущениями и вибрацией лопастей описывается термином NSV [7,8]. Вибрация лопасти приводит к изменению свободной завихренности или даже образованию радиальных вихрей в проходном потоке, которые конвектируются от лопасти к лопасти, если в канале имеется достаточная засоренность. Взаимодействие с хвостовыми лопастями приводит к модальному форсированию и устранению последующей завихренности. Распространяющиеся аэродинамические возмущения могут совпадать с структурными вибрациями и приводить к когерентному взаимодействию жидкости и конструкции. Это явление следует отличать от флаттера, поскольку аэродинамическое возмущение возникает без вибрации лопасти и имеет характерную конвективную скорость распространения (обычно описываемую термином вращательная неустойчивость).

Для всех описанных явлений большое значение имеет структура течения в области наконечника, в частности влияние потока натекания наконечника и скачка скачка. Значительная блокировка обеспечивает перенос возмущений по окружности или провоцирует отрыв пограничного слоя, который может быть подвержен акустической или структурно-динамической обратной

Для высокоскоростных вентиляторов наиболее распространенными механизмами нестабильности являются вращающийся срыв, бафтинг и флаттер, и сегодня они хорошо изучены. Однако создание конфигураций УХБР с тихоходными вентиляторами приводит к существенному изменению

соответствующих характеристик. • Низкоскоростные вентиляторы преимущественно работают на плоской части характеристики сжатия , что делает их более

восприимчивыми к нестабильности, вызванной остановкой [9]. • Частоты флаттера (в неподвижной системе координат) ниже по сравнению с высокоскоростными конструкциями . Акустические облицовки воздухозаборника, предназначенные для ослабления высокочастотного

шума, не влияют на моды, соответствующие аэроупругой неустойчивости. • Длина воздухозаборника у тихоходных вентиляторов короче, что приводит к усилению асимметрии притока и изменению акустических взаимодействий [10]. Это

приводит к более сильному широкополосному возбуждению и смещению резонансных частот. • Относительное число Маха и ударная прочность ниже, а зазор между кончиками и хордой лопатки и прочность (плотность = длина хорды/шаг лопатки) меньше, чем у обычных вентиляторов с

прямым приводом, и более чувствительны к геометрическим изменениям [11]. • Сильно нелинейное взаимодействие жидкости со структурой наблюдалось на низких частотах для вентиляторов с низкой прочностью, что связано с раскручиванием лопастей под давлением. В трансзвуковых условиях небольшие отклонения местного угла смещения кончика лопасти могут вызвать принципиально иную структуру удара между соседними лопастями, что влияет на устойчивость отдельных

Machine Translated by Google

перспективных методов, таких как преднамеренная расстройка лопаток [13] для подавления развития мод, распространяющихся по окружности.

Выбор современных двигателей с высокой степенью двухконтурности представлен на рисунке 1 (источники изображений (по состоянию на 20 сентября 2021 г.): (а) https://www.geaviation.com/commerc ial/ двигатели/ge90-двигатель; (б) https://www.geaviation.com/commercial/engines/genx-e двигатель https:// c-fan.com/products/; (с) https://www.cfmaeroengines.com/engines/leap/; (г) https://www.flugrevue.de/ flugzeugbau/getriebefan-triebwerke-pratt-whitney-will-p проблема-beseitigen/; (д) https://www.airlineratings.com/ news/a350s-trent-xwb-engine-hit s-близнец-вехи/). Индустрия двигательных установок сосредоточилась на различных стратегиях, но все они преследуют общие цели: снижение законцовой скорости, уменьшение количества лопастей и уменьшение веса отдельных лопастей. General Electric начала свою деятельность в 1990-х годах с создания лопастей вентилятора из многослойного углеродного волокна в двигателе GE90 для широкофюзеляжных самолетов и является единственным производителем, имеющим в эксплуатации композитные вентиляторы. Более поздний GEnx имеет уменьшенное количество лопастей до 18. После этой разработки для класса A320neo был создан двигатель CFM LEAP с 18 лопастями, изготовленными из 3D-тканых углеродных волокон. Компания Pratt & Whitney представила первый турбовентиляторный двигатель с редуктором и 20 (гибридными) металлическими лопастями, также для класса A320neo. По-прежнему придерживаясь традиционного подхода к конструкции вентиляторов, последние двигатели Rolls-Royce содержат полые титановые лопасти, но демонстраторы технологий, основанные на вариантах двигателя Trent 1000, включают лопасти вентилятора из композитного волокна. Вентилятор двигателя Trent XWB для высококонтурного двигателя Airbus A350 с 22 лопастями показан в качестве примера на рисунке 1 (Trent 7000 имеет 20 лопастей).



Рисунок 1. Выбор современных двигателей с (сверх)высокой степенью двухконтурности.

Все показанные лопасти вентилятора имеют важные трехмерные характеристики, в частности стреловидность вперед, которая, как известно, полезна для аэродинамических характеристик, но подчеркивает аэроупругую чувствительность к крутильным режимам или режимам изгиба по хорде, и особенно к NSV. Недавние исследования [14,15] показали, что использование анизотропных свойств композитов в вентиляторах может способствовать улучшению как механики, так и аэродинамики. Композитные материалы также позволяют контролировать флаттер путем модификации собственных мод [16].

Чтобы обеспечить дальнейшие технологические достижения в этом направлении, необходимы обширные исследования для выявления и характеристики соответствующих механизмов нестабильности нового типа тихоходного вентилятора. В частности, сложная структура потока при частичной нагрузке и частичной скорости является сложной задачей для современных численных подходов и требует экспериментальных контрольных данных для репрезентативной геометрии.

Для решения этих исследовательских задач была начата обширная исследовательская программа в сотрудничестве между Ecole Centrale de Lyon и Институтом гидродинамики фон Кармана . В качестве открытого тестового примера был разработан вентиляторный модуль ECL5, изготовленный из композитного материала. Он будет исследован с упором на механизмы несинхронной связи между аэродинамикой, акустикой и динамикой конструкции в рамках европейского проекта Clean Sky 2 CATANA (Композитная аэроэластика и аэроакустика, catana.ec-lyon.fr).

Ступень вентилятора была разработана в Ecole Centrale de Lyon и должна была представлять собой композитные тихоходные вентиляторы ближайшего будущего с точки зрения

следующего: 1. Общие параметры аэродинамической конструкции (число Маха, нагрузка на лопасти, прочность, удлинен

соотношение ступицы и наконечника, плотность массового расхода и т. д.)

Machine Translated by Google

2. Аэродинамическая структура течения, обусловленная ее влиянием на механизмы неустойчивости (ударные структуры, радиальная миграция потока, вторичное течение, отрывы и т.п.).

С современной точки зрения наиболее перспективной исследовательской конфигурацией является тихоходная вентиляторная ступень УХБР с высокой дозвуковой расчетной скоростью, предназначенная для установки на самолетах средней дальности (таких как Airbus A320neo). Таким образом, ECL5 для открытого тестирования, который будет представлен ниже, был разработан на основе экстраполяции промышленных концепций для современных низкоскоростных конструкций. На рисунке 2 (источники изображений (по состоянию на 20 сентября 2021 г.): (а) https: //www.additivemanufacturing.media/mission-critical/; (б) https://www.air-cosmos.com/article/rolls-royce-tests-ultrafan-low-pressure-system-592, изображение перевернуто), окончательный дизайн показан в сравнении с недавно сертифицированным GE9x и демонстратором технологии Rolls Royce UltraFan.



Рисунок 2. Современные промышленные тихоходные композитные вентиляторы и открытый тестовый корпус ECL5/CATANA (CAD).

Ниже представлены окончательная конструкция и составная конструкция вентилятора . Подробно описаны стратегии моделирования, используемые для моделирования различных физических явлений: моделирование стационарного потока (RANS), механическое моделирование (FEM) и моделирование с линеаризацией по времени (LRANS). Наконец, определяются аэродинамическое поведение и структурная динамика вентилятора , а также оценивается его аэроупругая устойчивость.

2. Описание ECL5 2.1.

Подход к проектированию

На основе первоначального проекта [17] окончательный проект был получен с использованием модульно связанной цепочки проектирования, включающей параметрический генератор геометрии лопасти, автоматическое создание сетки, устойчивый решатель RANS и структурное моделирование FEM. Геометрия вентилятора отвечает следующим

целям проектирования: • Число лопастей 16 (наименьшее количество лопастей в демонстраторах технологий, как показано выше).

• Вентилятор диаметром 508 мм для возможности интеграции в испытательную установку PHARE-2, хвостовик лопасти которого совместим с существующим диском проекта ENOVAL [18]. • Аэродинамическая расчетная точка (только вентилятор) с максимальной эффективностью при коэффициенте давления 1,36, максимальной плотности массового потока 200 кг/с/м2 и скорости вращения 11 000 об/мин. • Околозвуковое относительное число Маха законцовки в расчетной точке. • Изэнтропический КПД (только вентилятор) превышает 94% в расчетной точке. • При пиковом давлении и расчетной скорости отрыв потока на задней кромке отсутствует. • Пиковый КПД 105% и скорость не ниже 92% (трансзвуковая скорость). • Номинальный зазор наконечника ~1 мм (1,1% хорды наконечника) для обеспечения начала срыва и проведения экспериментов по помпажу без контакта с обсадной колонной. В будущих экспериментах планируется дальнейшее уменьшение зазора между наконечниками.

• Вентилятор изготавливается без металлической передней кромки.

Для OGV не было установлено никаких конкретных критериев проектирования, за исключением минимизации (численного) углового отделения в условиях высокой нагрузки и минимальных потерь в расчетной точке. Число лопастей было зафиксировано на уровне 32 в процессе оптимизации и уменьшено до 31 в окончательной конструкции, чтобы избежать установления плоских акустических взаимодействий.

Machine Translated by Google

Геометрия входа и выхода ступени аналогична предыдущим установкам [18]. То же самое относится и к геометрии корпуса в вентиляторной части. OGV расположен далеко за вентилятором, чтобы свести к минимуму взаимодействие, поскольку в центре внимания исследовательского проекта был вентилятор. Поскольку установка включает только один проточный канал, аэродинамика, характерная для двигателя OGV, не предусмотрена; только осевой отток ступени и однородные радиальные условия необходимы для обеспечения детального анализа производительности и реализации будущих исследовательских проектов с фундаментальным фундаментом в области генерации шума.

Процесс разработки подробно описан у Пажеса [19]. Магистраль от носового обтекателя до выпускного отверстия OGV была открыта для оптимизации. Часть конструкции представлена на рисунке 3. На рисунке 4 показаны профили лопастей на разной высоте пролета, четко подчеркивая трансзвуковую конструкцию лопасти на кончике вентилятора и геометрию широкой хорды вокруг середины пролета. Во ступице относительная тангенциальная скорость и скорость вращения имеют одинаковое направление на задней кромке, что необходимо для соответствия критериям проектирования, изложенным выше, но создает сложное поле потока с высокими скоростями завихрения пере

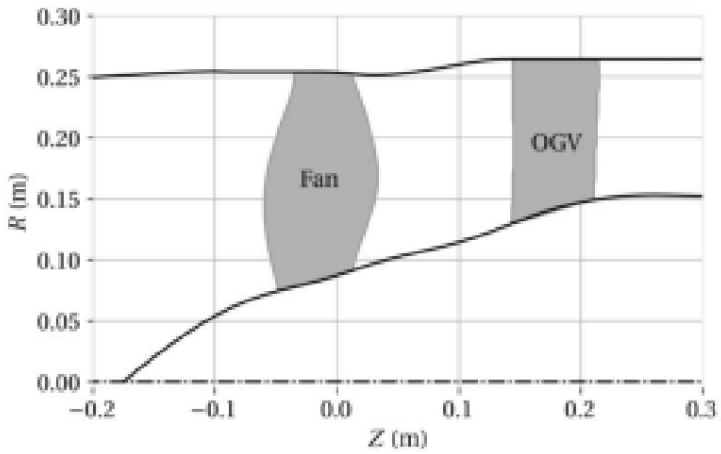


Рис. 3. Секция вентиляторной ступени ECL5.

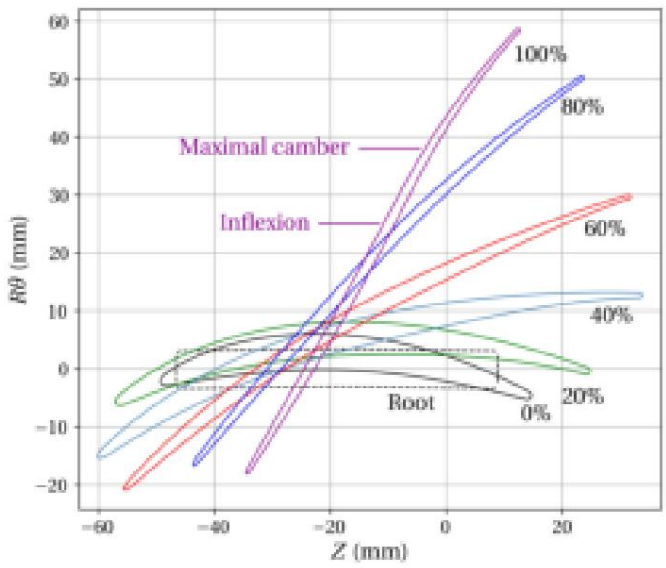


Рис. 4. Профили вентиляторов при различной высоте пролета.

Зазоры наконечников для различных скоростей вращения представлены в таблице 1:

Machine Translated by Google

Таблица 1. Зазор наконечника, рассчитанный с помощью модели FEM (хорда наконечника = 90 мм).

Скорость вращения	Зазор наконечника (мм)		Зазор наконечника (% хорды наконечника)	
(100 % = 11 000 об/мин)	Передняя кромка	Задняя кромка	Передняя кромка	Задняя кромка
0%	1,00	1,50	1.11	1,67
50%	0,98	1,30	1,09	1,45
80%	0,87	1,12	0,97	1,25
100%	0,78	0,99	0,87	1.10
105%	0,77	0,92	0,86	1.02

2.2. Вентиляторная композитная конструкция

Лопасть изготовлена исключительно из однонаправленных углеродных волокон и эпоксидного композита. Слои уложены в ламинат с намеренной ориентацией слоев. Слоем считается изготовлен из ортотропного материала. Три направления ортотропии материала определяются локально. следующим образом: направление 1 — это ориентация углеродных волокон, направление 2 — ортогонально направление 1 внутри слоя, а направление 3 ортогонально этому слою. Конституционный закон композитного материала классически описывается девятью константами, указанными в таблице 2. (указан производителем композита).

Таблица 2. Свойства материала.

ρ	E1	E2 = E3	G23	G12 = G13	ν23	ν12 = ν13
1560 кг/м3	123,0 ГПа	9,3 ГПа	5,0 ГПа	4,5 ГПа	0,3	0,26

Максимальная толщина клинка (у основания) — 13,3 мм. Толщина слоя составляет 0,15 мм, поэтому максимальное количество слоев — 88. Внутренняя структура симметрична. по отношению к средней панели ламината, чтобы свести к минимуму взаимодействие плоскостных и внеплоскостных движения. Каждая точка средней плоскости связана с несколькими слоями, определяемыми локальная толщина лезвия. Слои ранжируются по размеру от самого большого до самого маленького (см. рисунок 5).

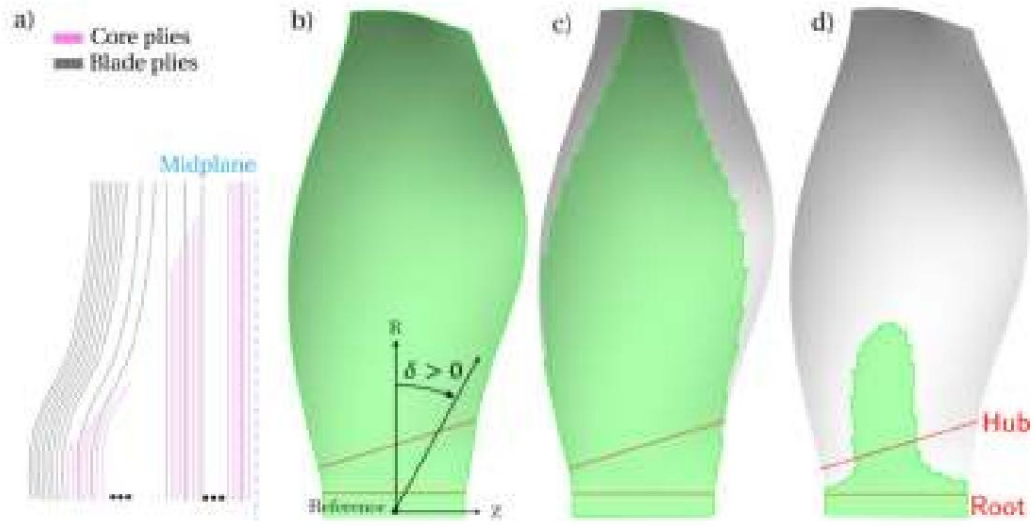


Рисунок 5. Слои веера ECL5 (зеленого цвета): (а) чередование слоев; (б) Слой 1 — лезвие, обертка; (в) Слой 6—лопасть; (d) Слой 19 — сердцевина.

В процессе проектирования слои были разделены на два семейства. 18 крупнейших слоев называются лопастными слоями, а остальные, самые маленькие, называются сердечными слоями. Чтобы уменьшить количество степеней свободы конструкции ориентация слоев сердцевины задавалась с учетом половины лезвие в последовательности ((0°/90°)6(0°/90°/0°)4(0°/0°))s , направление. с 0°, определяемым как радиальный Их влияние на глобальные упругие свойства незначительно; они в основном способствуют регулировка толщины. Таким образом, общее количество ориентаций волокон, которые необходимо определить, было установлено равным

Machine Translated by Google

18. Эти ориентации перечислены в Таблице 3. Ориентация слоя определяется, как показано на рисунке.
на рисунке 5б. Ориентация задается в выбранной точке у основания лопасти. Местный
ориентация вдоль лопасти определяется драпировкой поверхности [20].

Таблица 3. Ориентация слоев лопаток.

Слой №.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ориентация	45°	45°	15° 30°		15°	15°	70°	0°	0°
Слой №.	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Ориентация	15°	0°	0°	60°	60°	0°	0°	60°	60°

Процесс изготовления состоял из трех этапов. Сначала каждый предварительно пропитанный слой
был обрезан до заданной формы. Во-вторых, слои складывались в две полуформы.
Затем обе формы были сжаты вместе перед нагреванием, чтобы начать полимеризацию эпоксидной смолы.
процесс.

Слои были уложены особым образом, чтобы улучшить производственный процесс и
окончательное сопротивление расслоению. Это было чередование слоев лопаток и слоев сердцевины.
как показано на рисунке 5а. Особенностью является то, что слой 1 (самый большой, рис . 5б) был
расположен на внешней поверхности лезвия. Таким образом, внешняя поверхность состоит только из
однослойный и имеет очень низкую шероховатость поверхности без резкого скачка.

3. Стратегии моделирования

3.1. Аэродинамика

Для аэродинамического моделирования была создана структурированная сетка с использованием AutoGrid.
(https://www.numeca.com, доступ 20 сентября 2021 г.). Одиночный проход вентилятора
домен содержит 3,5 миллиона ячеек, из них 141 слой в радиальном направлении и 41 слой
используется в зазоре наконечника. Домен OGV содержит 1,7 миллиона клеток со 101 слоем в радиальном направлении.
направлении и без зазора кончика. Веерная сетка показана на рисунке 6.

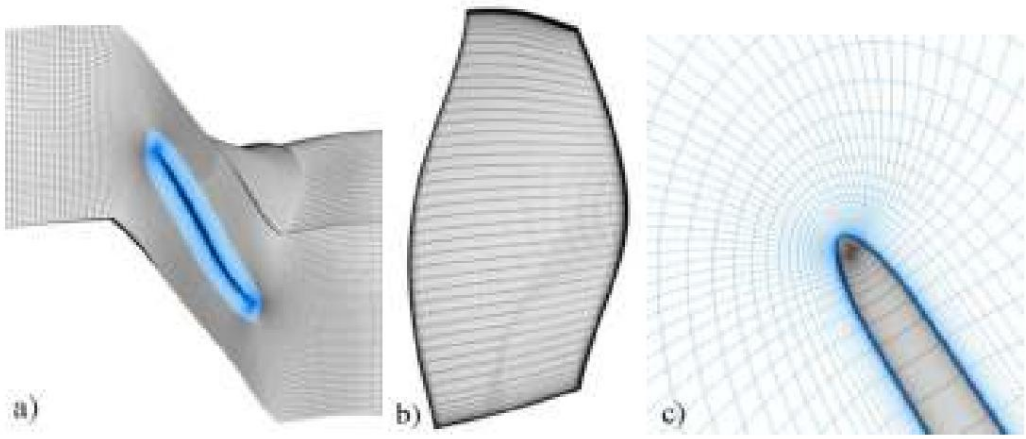


Рисунок 6. Виды структурированной сетки для аэродинамического моделирования: (a) лопасть к лопасти; б – меридиональный;
(c) О-образная сетка вокруг передней кромки и соответствующая сетка зазора кончика.

Моделирование стационарного потока проводилось с использованием RANS-решателя FineTurbo (https:
//www.numeca.com, доступ 20 сентября 2021 г.). Разрешение стены этой сетки
ниже у $^{+}$ = 1 для расчетных условий. Для расчета использовалась модель турбулентности k ω SST .
симуляции представлены ниже. Эта методология была проверена в исследовании
сопоставимый тихоходный вентилятор для рабочего диапазона между дросселем и пиковым давлением [18].
Исследование сходимости сетки представлено в [19].

3.2. Механика

Для механического моделирования использовался FEM-решатель Ansys (https://www.ansys.co).
м/продукты/конструкции/ansys-mechanical, доступ 20 сентября 2021 г.). Моделирование

Machine Translated by Google

область и граничные условия представлены на рисунке 7a. На грани сектора диска (фиолетового цвета) наложено условие циклической симметрии, так как вентилятор должен быть настроен и все лопасти должны быть одинаковыми. Вал испытательной установки не моделируется. Чтобы представить контакт между диском и валом, диск зажимается в синей области, а осевое смещение устанавливается равным нулю в зеленой области. На красную поверхность наложено поле аэродинамического давления.

Статическое моделирование включает в себя большие прогибы.

Композитный ламинат лопатки был смоделирован с помощью шестигранной 3D-сетки (Ansys ACP (https: // www.ansys.com/products/structures/composite-materials , по состоянию на 20 сентября 2021 г.)) и специальную процедуру для моделирования чередования слоев. Чтобы уменьшить размер сетки, стопка слоев была смоделирована эквивалентным элементом. Каждая половина толщины моделировалась эквивалентным элементом (см. рисунок 7b) с ортотропными свойствами, гомогенизированным классической теорией ламината [21].

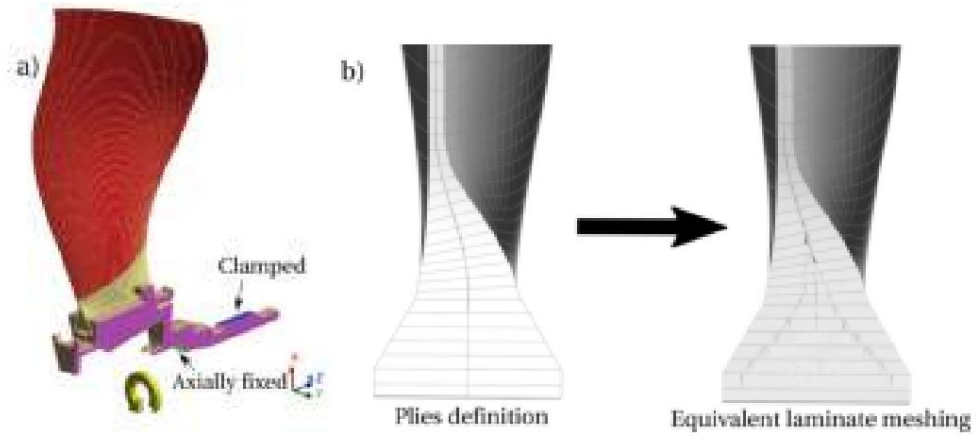


Рис. 7. Механическая модель: (a) граничные условия; (б) сетка по толщине лопаток.

3.3. Аэроупругость

3.3.1. Энергетический

метод. Аэроупругую устойчивость исследовали энергетическим методом [22]. Этот подход основан на предположении, что колебания потока не влияют на динамику конструкции и линейны по амплитуде вибрации. Он состоит из двух шагов. Сначала определяются собственные моды и собственные частоты. Во-вторых, выполняется моделирование нестационарного потока для расчета гармонических изменений потока, вызванных вибрацией.

Аэроупругая устойчивость определяется передачей энергии от конструкции потоку. Она оценивается работой давления-силы W за цикл вибрации. При положительной работе (W > 0) лопасть передает энергию жидкости, поэтому вибрации гасятся. При отрицательной работе (W < 0) энергия передается из жидкости в конструкцию, возбуждая вибрацию лопасти и приводя к аэроупругой неустойчивости. В соответствии с промышленными соглашениями значение аэродинамического демпфирования определяется следующим образом:

$$\zeta = \frac{Вт}{4\pi Ek} = \frac{Вт}{2\pi M0\omega 2_0} \quad (1)$$

где Ek — модальная кинетическая энергия бегущей волны, M0 — модальная масса, ω0 — угловая частота колебаний.

3.3.2. Линеаризованное по времени моделирование

Для исследования устойчивости рассматривался изолированный вентилятор в соответствии с общепринятой практикой исследований флаттера вентилятора, основанного на самовозбуждении [3,23,24]. ОГВ находится на расстоянии одной хорды от вентилятора, поэтому его потенциальное влияние существенно снижается.

Для оценки устойчивости вентилятора использовался линеаризованный по времени метод (LRANS). В предположении малых гармонических возмущений координаты вершин сетки

Machine Translated by Google

так же, как и потоковое решение, можно разложить на стационарную часть и зависящее от времени гармоническое возмущение. Эти две части моделировались отдельно.

Устойчивый поток, необходимый для моделирования LRANS, был получен с помощью сжимаемого решателя RANS elsA (http://elsa.onera.fr/, доступ 20 сентября 2021 г.). Решатель опирается на ячеецентрированный метод конечных объемов на многоблочных структурированных сетках. Конвективные потоки получены по схеме Джеймсона с искусственной диссипацией. Турбулентность моделировалась с помощью модели k - ω Кока с расчетом производства турбулентной кинетической энергии на основе завихренности . За один проход веерного домена количество клеток сократилось до 2,3 миллиона, при этом 101 слой использовался в радиальном направлении и 21 слой использовался в зазоре между кончиками. Разрешение стенки остается ниже $y^+ = 1$. Было проведено сравнение результатов в установившемся режиме с результатами, полученными с помощью FineTurbo, и оно выявило небольшие различия, в результате чего различия составили менее 0,3% в отношении общего давления и 0,3% в изэнтропическом кпд для изученные рабочие точки.

Нестационарное течение было получено с помощью решателя Turb'Lin [25]. Решение было получено в частотной области. Этот вершинно-центрированный решатель LRANS был проверен для трансзвуковых отрывных потоков [25,26]. Модель турбулентности была линеаризована (сравнение с результатами для предположения замороженной турбулентности см. в [27]). Перед и после вентилятора сетка была расширена на несколько диаметров вентилятора со значительно уменьшенным осевым разрешением для ослабления акустических отражений.

4. Результаты

4.1. Аэродинамические характеристики

Характеристики ступени устойчивых расчетов RANS, регулируемых статическим давлением на выходе ступени, представлены на рисунке 8. Можно видеть, что общий пиковый КПД хорошо расположен на линии скорости 100%, в точке, где характеристика общего давления почти плоская. . На высокоскоростных линиях, скорость которых превышает 100 % расчетной, в вентиляторе возникает дросселирование; в противном случае это происходит в OGV. В направлении малых массовых потоков линии скорости переворачиваются и ограничиваются числовой конвергенцией. Это сопоставимо со случаем, представленным Rodrigues et al. В [18] показано, что за счет применения дросселированного сопла далеко вниз по потоку предел численной стабильности может быть еще больше расширен, не достигая при этом предела стабильности эксперимента . Ожидается , что в условиях сильного дросселирования результаты экспериментов будут значительно отклоняться от численных результатов. В этой статье представлены пять рабочих точек, представляющих различные топологии и ограничения потока. OP-A — это расчетная точка, OP-B — максимальная степень сжатия, а OP-C представляет собой дросселированный поток при скорости 100%. OP-D и OP-E — это рабочие точки, близкие к максимальной степени сжатия при скорости 80%.

Machine Translated by Google

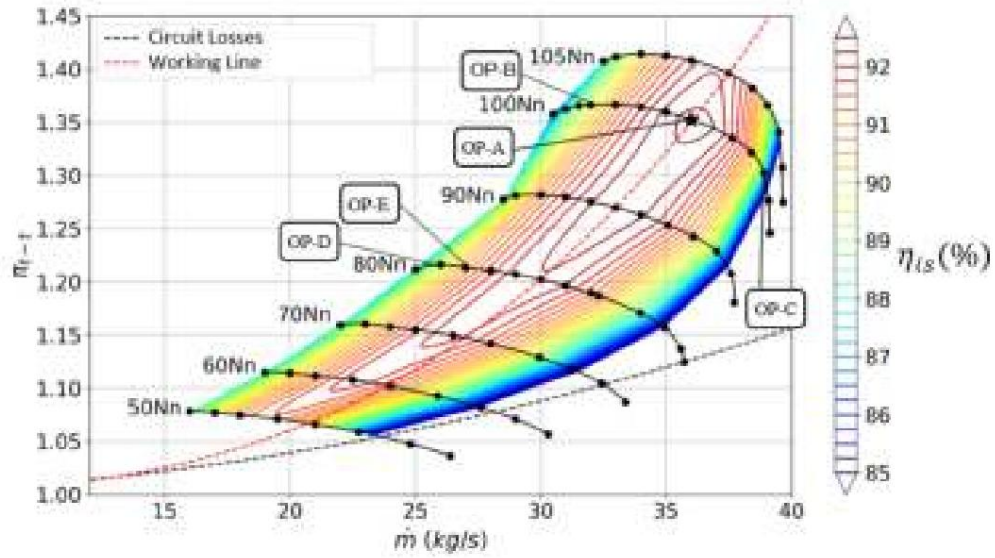


Рисунок 8. Карта ступенчатого компрессора с интересующими рабочими точками.

Детали линии скорости 100% представлены на рисунке 9, где показаны характеристики давления и эффективности, а также радиальные профили на выходе ротора (аэродинамическое моделирование проводилось для постоянного зазора наконечника 1,5 мм, а изготовленный вентилятор имел зазор наконечника в соответствии с Таблица 1). В широком диапазоне между OP-B и OP-C (что составляет 19 % расчетного массового расхода, показано голубым цветом на рисунке 9) вентилятор обеспечивает плоскую характеристику эффективности выше 88 %. Эволюция между рабочей точкой OP-C с низким дросселированием и условиями с более высоким дросселированием показывает, что на вентилятор между ступицей и средним пролетом пр Максимальный коэффициент давления наблюдается вблизи середины размаха, а дросселирование увеличивает нагрузку на законцовку лопасти. В расчетной точке OP-A профиль эффективности практически постоянен в диапазоне от 20% до 80%. Влияние утечки на наконечнике наблюдается в диапазоне от 85% до 100% для всех показанных условий.

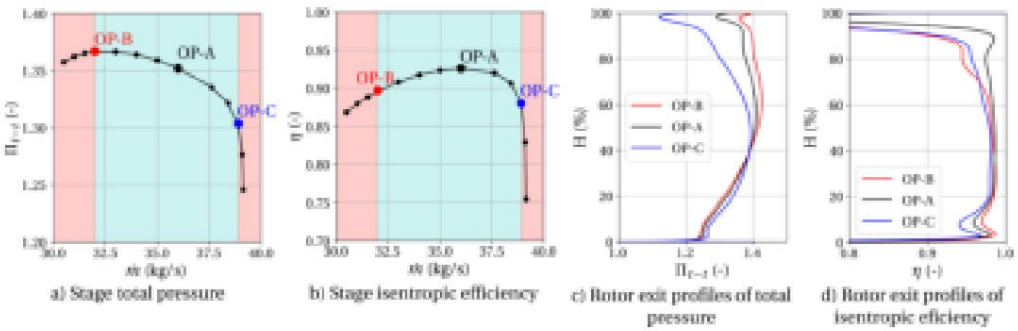


Рисунок 9. Подробности условий потока в различных рабочих точках при скорости 100%.

На рисунке 10 более подробно представлена структура потока для расчетной точки ОП-А. Изэнтропическое распределение числа Маха на стороне всасывания показывает структуру ударной нагрузки от середины размаха и подчеркивает уменьшенную нагрузку на кончике лопасти. Поверхностные линии тока однородные, без признаков отрывов потока, но с умеренной радиальной миграцией к задней кромке. Относительное число Маха и радиальная скорость при размахе 95% от лопасти к лопасти указывают на низкую засоренность в области кончика и четко выраженный вихрь утечки на кончике, который слабо взаимодействует с ударной волной.

Machine Translated by Google

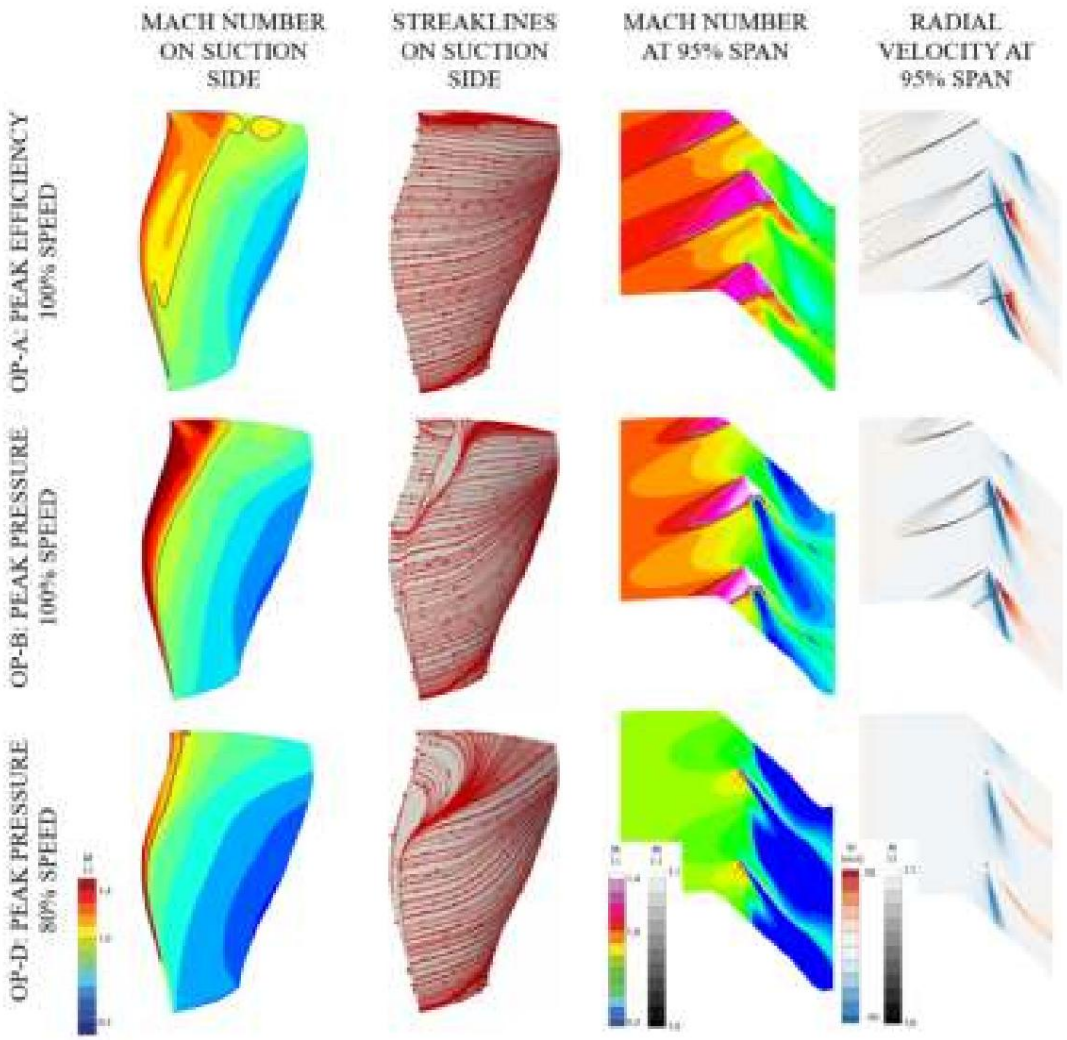


Рисунок 10. Подробности условий потока в различных рабочих точках.

Эта ситуация меняется в режиме максимального давления OP-B, когда число Маха перед ударом сильно увеличивается, а на линиях тока на поверхности появляются признаки отрыва пограничного слоя между 70% пролетом и корпусом. Кроме того, усиливается радиальная миграция, что приводит к низким относительным числам Маха ниже 0,2 на задней кромке при более низких высотах канала. На виде от лезвия к лезвию видна сильная зона закупорки, окруженная выраженным потоком зазора на кончике. Здесь указано более сильное взаимодействие с ударной волной.

Тот же рисунок приведен для точки максимального давления на линии скорости 80%, OP-D. Здесь течение преимущественно дозвуковое. Сверхзвуковая зона (без ударной волны) в изэнтропическом распределении числа Маха обусловлена обходом передней кромки.
Линии тока на поверхности указывают на значительный локальный обратный поток на передней кромке канала при большей высоте. Область засора на законцовке вентилятора более серьезная, чем на расчетной скорости, с широко наклоненной зоной отрицательной радиальной скорости. Радиальная миграция потока в этом состоянии сильно выражена, особенно вблизи обсадной колонны. Однако из-за низкой относительной скорости амплитуда радиальной скорости вблизи корпуса меньше, чем для линии с более высокой скоростью.

4.2. Механика

4.2.1. Статическая механика

Горячие формы лопастей вентилятора определялись для каждой скорости вдоль рабочей линии. За счет использования анизотропных свойств композита максимальное смещение лопатки при максимальной скорости составило 1,15 мм , что соответствует 1,0% хорды. Эт

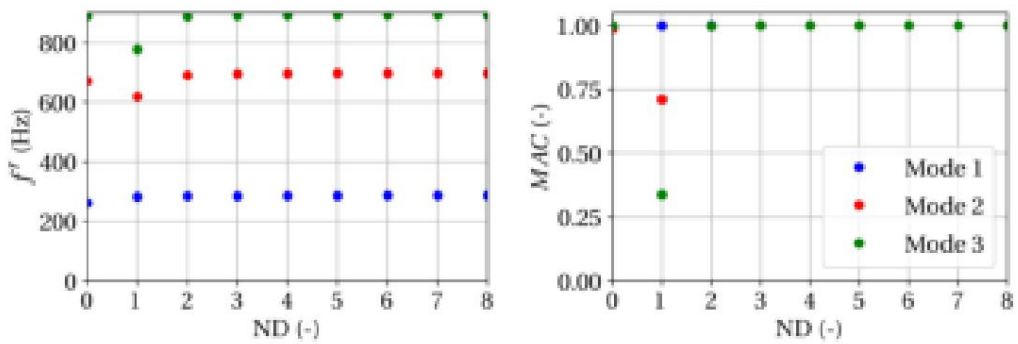
Machine Translated by Google

сопоставимо с оптимизацией, представленной Schmid et al. [15]. Максимальное статическое напряжение в направлении волокна не превышает 17 % предела упругости. Таким образом, статическое напряжение является низким по сравнению с пределом упругости, что позволяет поддерживать достаточно высокий уровень динамического напряжения во время экспериментальной кампании.

4.2.2. Формы мод Что

касается явлений синхронного возбуждения, то преобладающими источниками являются искажения на входе. Потенциальные эффекты ОГВ незначительны из-за осевого расстояния от веера более чем одной хорды. Опыт работы с аналогичными конфигурациями показывает, что выше 6-го порядка амплитуды вынужденного отклика незначительны [18,28]. При 105 % номинальной частоты вращения частота двигателя 6-го порядка составляет 1155 Гц. Частоты режима 3 и режима 4 составляют около 900 Гц и 1500 Гц соответственно при максимальной скорости вращения, поэтому ниже рассматриваются только первые три режима.

Модальные данные представлены только для положительных диаметров узлов, поскольку они идентичны как для прямовращательных, так и для встречно-вращательных режимов. Модальные частоты приведены на рисунке 11a для каждого узлового диаметра (ND). Вариации частоты составляют менее 2%, за исключением малых диаметров узлов между модами одного семейства. Частота режима 1ND0 снижена на 9% по сравнению с другими ND. Частоты режима 2ND1 и режима 3ND1 также уменьшаются на 12% и 14% соответственно. Для оценки изменений формы моды между диаметрами узлов использовался критерий модальной уверенности (MAC) [29]. Для каждой моды форма моды сравнивалась с ее аналогом ND8. Значение MAC равно 1, если формы мод идентичны, и 0, если они несовместимы. Значения MAC представлены на рисунке 11b. За исключением ND1, три режима накладываются друг на друга при значении 1. Режимы 2ND1 и 3ND1 сильно отличаются от других ND из-за высокого вклада диска. Форма моды Mode 1ND0 сопоставима, хотя ее частота немного отличается. Эти значительные различия между диаметрами узлов необходимо учитывать в аэроупругих исследованиях. Кроме того, на точность прогноза могут влиять жесткость опоры и гироскопические эффекты. Таким образом, выбор моделирования диска без вала может оказать важное влияние на этот узловой диаметр (ND1) и долж



(а) (б)

Рис. 11. Влияние узлового диаметра на режимы при 100% скорости: а – частота; (б) MAC в сравнении с ND8.

Формы мод на ND2 показаны на рисунке 12. ND2 представляет все узловые диаметры, кроме ND1. Режим 1 представляет собой режим изгиба с очень низкой крутильной составляющей. Смещение является почти чисто окружным без осевой составляющей. Режим 2 демонстрирует выраженную крутильную составляющую на кончике лопатки, которая, как известно, является критической для взаимодействия жидкости со структурой [8,30]. Режим 3 представляет собой режим кручения, в котором центр кручения расположен на полухорде в середине размаха и на передней кромке законцовки.

Machine Translated by Google

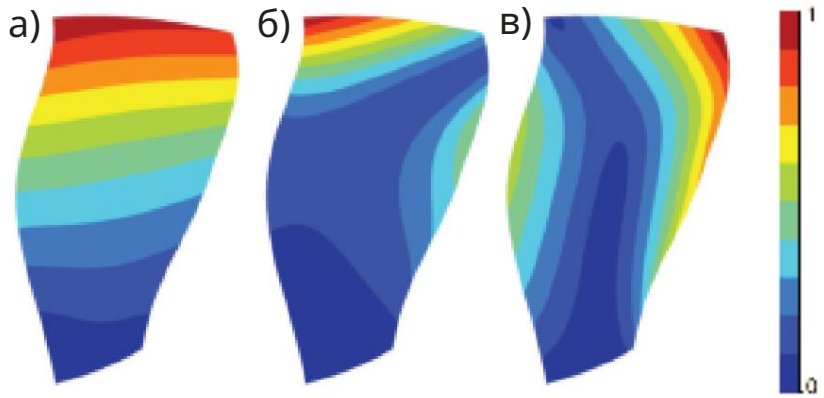


Рис. 12. Нормированная амплитуда модального смещения на ND2: (а) Мода 1; (б) Режим 2; (в) Режим 3.

Формы режима ND1 показаны на рисунке 13. Как показано на рисунке 11b, режим 2ND1 и режим 3ND1 сильно отличаются от других эквивалентных ND. В частности, форма моды 3ND1 ближе к режиму 2, чем к режиму 3.

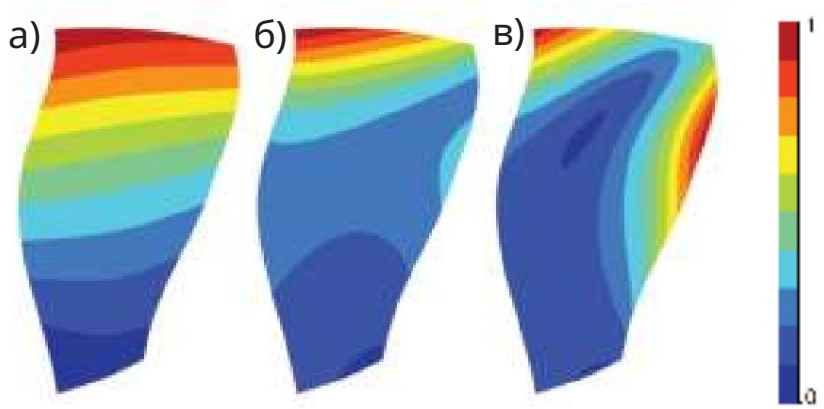


Рис. 13. Нормированная амплитуда модального смещения на ND1: (а) Мода 1; (б) Режим 2; (в) Режим 3.

4.2.3. Диаграмма Кэмпбелла.

Полученная диаграмма Кэмпбелла для веера представлена на рисунке 14. Пересечения разных мод с линиями ЭО выделены. Модальные частоты были скорректированы в процессе проектирования — в результате ориентации углеродного волокна — чтобы предотвратить переезды на скорости выше 100%. Они достаточно распределены по частоте, чтобы обеспечить безопасные испытания, т. е. без усталости, вызванной резонансом, на низкой частичной скорости (~50%), высокой частичной скорости (~80%) и полной скорости (100% и выше). Опыт показывает, что прогнозируемые частоты несколько выше, чем у промышленных лопаток. Вентиляторы, произведенные тем же производителем, показывают , что прогнозируемые частоты почти на 5% выше для крутильных режимов [18,28]. Более того, в предыдущих экспериментальных кампаниях пересечение с номером двигателя выше 3 не мешало исследованию скоростной линии. Следовательно, можно безопасно исследовать линию скорости 80%, несмотря на пересечение режима 3.

Machine Translated by Google

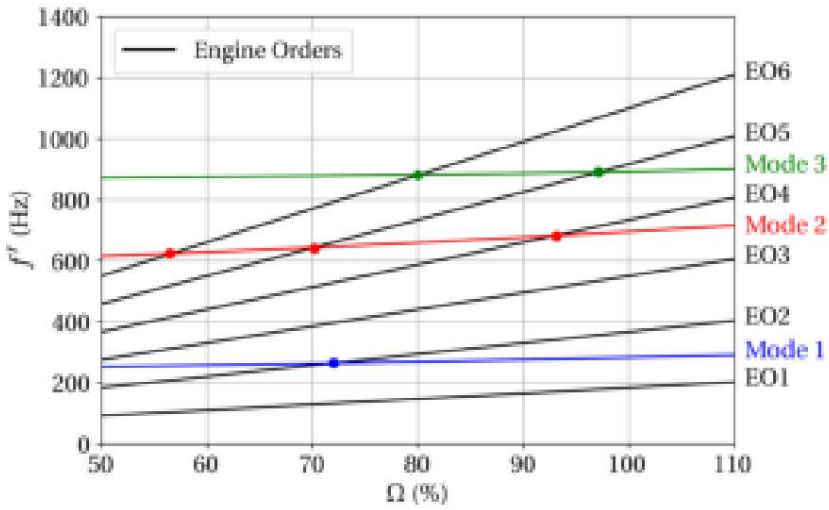


Рисунок 14. Диаграмма Кэмпбелла на ND2.

4.3. Общий анализ стабильности

4.3.1. Стратегия

Чтобы быть репрезентативным для промышленных конфигураций и обеспечить проведение комплексных экспериментальных кампаний, необходимо, чтобы вентилятор обеспечивал стабильные условия эксплуатации при каждой запланированной экспериментальной скорости вращения. Исчерпывающий обзор проверит каждый узел диаметр каждой моды на каждой скорости вращения. Даже при использовании метода LRANS это превышает объем проектного исследования. Систематический анализ стабильности ограничен четырьмя рабочими режимами. точки. Расчетная точка OP-A служит ориентиром и в любом случае должна быть стабильной. ОП-Б, OP-C и OP-D представляют различные пределы расхода (см. рисунок 8).

События флаттера, обнаруженные на современных вентиляторах, в основном связаны с первым режимом изгиба на низких оборотах. узловой диаметр [3,23,24]. Однако Штапельфельдт и Брандштеттер показали [8] , что формы крутильных мод могут привести к аэроупругой неустойчивости конвективного механизма, обозначают как несинхронную вибрацию. Таким образом, были исследованы все три режима. Таблица 4 дает уменьшенные частоты кончиков (см. уравнение (2)) на основе хорды и восходящего потока. относительная скорость на обеих рассматриваемых скоростях.

$$кр = \frac{\text{фр р } c}{\text{Утип}} \quad (2)$$

Чтобы уменьшить количество моделируемых аэроупругих конфигураций, следует использовать только четное количество диаметры узлов были смоделированы на первом этапе. Узловые диаметры ±1 были добавлены, потому что их аэроупругое поведение нельзя вывести из других узловых диаметров из-за их форма моды (см. рисунки 12 и 13). Нечетные диаметры узлов моделировались, если имеются разрывы. на аэродинамических кривых демпфирования не наблюдалось.

Таблица 4. Пониженная частота на рабочей линии (ND8).

Спидлайн	80%	100%
Режим 1	0,09	0,08
Режим 2	0,22	0,19
Режим 3	0,30	0,24

4.3.2. Аэродинамическое демпфирование

На рисунках 15 и 16 показан коэффициент аэродинамического демпфирования ζ как функция узлового узла. диаметр в рабочих точках от OP-A до OP-D. Показаны минимальные значения каждой кривой. в таблице 5. В расчетной точке OP-A аэродинамическое демпфирование всегда положительное и минимальное. достигнутое значение составляет 1,38%. Изменения аэродинамического демпфирования в режиме 1 в зависимости от диаметра узла:

Machine Translated by Google

плавно для каждой рабочей точки. Наименьшее значение встречается между ND0 и ND2, и для высоких ND она превышает 5%. Для каждой изученной рабочей точки режим 1 в целом более стабильнее, чем режим 2 или режим 3, особенно при высоких значениях ND. Кривые аэродемпфирования для режима 2 и Режим 3 более неустойчив, и минимальные значения достигаются для различных ND. Только одна точка оказался нестабильным: режим 2ND5 на OP-D. Среди всех других моделируемых конфигураций, аэродемпфирование всегда выше 0,69%.

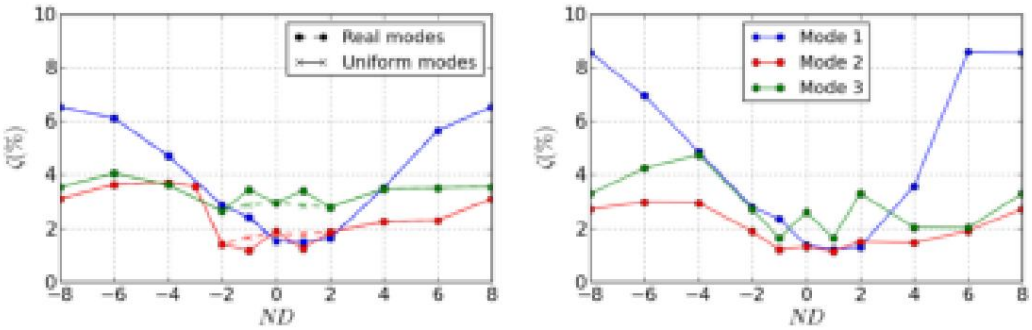


Рис. 15. Аэродинамическое демпфирование в зависимости от диаметра узлов: (слева) ОП-А; (справа) ОП-Б.

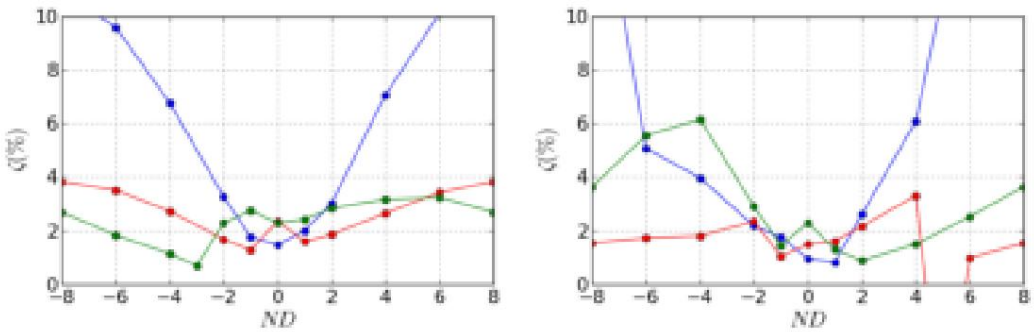


Рис. 16. Аэродинамическое демпфирование в зависимости от диаметра узлов: (слева) ОР-С; (справа) ОП-Д.

Таблица 5. Минимальное аэродинамическое демпфирование. Нестабильное состояние отмечено красным.

Рабочая точка ОП-	Режим 1	Режим 2	Режим 3
А (100%, 36,0 кг/с)	1,50%	1,38%	2,64%
ОП-Б (100%, 32,0 кг/с)	1,20%	1,15%	1,64%
ОП-Ц (100%, 38,9 кг/с)	1,47%	1,28%	0,69%
ОП-Д (80%, 26,0 кг/с)	0,83%	5,60%	0,89%

4.3.3. Влияние частоты и формы моды на демпфирование

На кривых затухания наблюдаются резкие изменения. Среди возможных причин может быть изменение формы и частоты моды для малых узловых диаметров (см. рисунок 11). Эта зависимость количественно выражена в OP-A на рисунке 15a. Аэродинамическое демпфирование было вычисляется с той же частотой и формой моды, что и ND8 (равномерные моды), что аналогично ND2, как показано на рисунке 12. Оно сравнивается с полученным аэродинамическим демпфированием. с модами из МКЭ (реальные моды). Полученные кривые с равномерными модами более гладкие. На аэродинамическое демпфирование в основном влияет режим 2ND ± 1 и режим 3ND ± 1, модальный режим которых формы и частоты сильно отличаются от других ND. Режим 1ND0 имеет сдвиг частота 9%; однако влияние на стабильность поведения незначительно. беспорядочный изменения, наблюдаемые между диаметрами узлов -2 и 2, в основном связаны с формой моды. вариации.

4.4. Анализ нестабильности

Акустические условия вверх и вниз по течению могут привести к разрывам в устойчивость поведения лопастей [31]. В исследованных рабочих точках многочисленные переключатели

Machine Translated by Google

между условиями включения и отключения можно наблюдать, но были идентифицированы только три разрыва, связанные с акустическим поведением, которые могут привести к

нестабильности: • Для режима 2ND-3 на OP-A кривая стабильности является плоской на каждой стороне разрыв и вентилятор остается стабильным (см. рисунок 15a).

• Для режима 3ND-3 на OP-C стабильность достигает минимума, но вентилятор остается стабильным (см. Рисунок 16a). • Для

режима 2ND5 на OP-D прогнозируется нестабильная работа вентилятора (см. Рисунок 16b). Поведение стабильности для ND4-ND6 исследуется ниже.

4.4.1. Аэроупругая неустойчивость режима 2 при OP-D.

Для режима 2ND5 при OP-D прогнозируется неустойчивость вентилятора и аэродемпфирование достигает отрицательного минимума при ζ = -5,6%. Локальная работа на поверхности лопасти, нормированная по глобальной работе на U = 4πEk (см. уравнение (1)), нанесена на график (рис. 17) для ND4–ND6. Из-за формы моды локальная работа в основном локализуется на кончике лопасти (см. рисунок 12б). Соответствующие колебания расхода на ND5 более чем на порядок выше, чем на соседних узловых диаметрах. Например, если смещение произвольно установлено равным 1,0% хорды на конце, максимальные колебания давления составят 65% статического давления на входе. При ND5 флуктуации не могут быть проанализированы количественно, поскольку это выходит за рамки гипотезы малых возмущений, на которой основан линеаризованный метод.

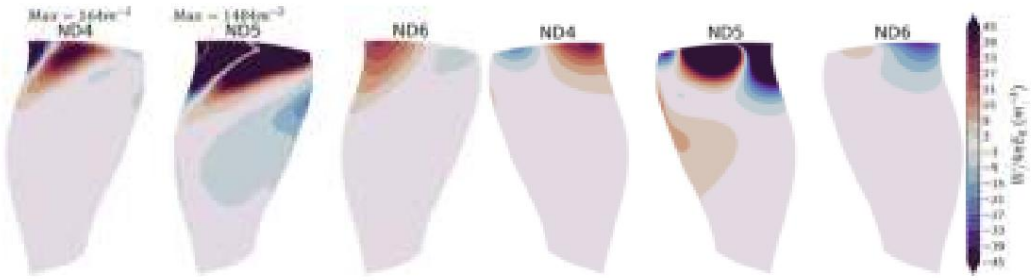


Рисунок 17. Локальные работы на ОП-Д для режимов 2НД4–2НД6: (левые три лопасти) сторона всасывания; (правые три лопасти) сторона давления.

При ND4 и ND6 гипотеза о малых возмущениях остается верной, и распределение работы можно проанализировать. На рисунке 17 показано, что как сторона всасывания, так и сторона давления одинаково участвуют в общей устойчивости лопасти. Локальные схемы работы между ND4 и ND6 на стороне давления аналогичны, но имеют противоположный знак. На стороне всасывания рисунок другой. При ND4 работа отрицательная, затем положительная вблизи переднего края с высокими значениями, тогда как при ND6 работа умеренно положительная на большой площади. Это важное изменение в поведении между диаметрами узлов указывает на резонанс, который достигается вблизи ND5. Значение демпфирования, полученное при ND5, сомнительно Тем не менее, это по-прежнему показывает, что в этих рабочих условиях можно ожидать нестабильности, которую следует исследовать с осторожностью во время экспериментов.

4.4.2. Условия акустического распространения

Условия распространения [32] моды 2 на OP-D представлены на рисунке 18. Этот рисунок дает представление об акустике в воздуховоде. Волна акустического давления, генерируемая вибрирующим вентилятором, может распространяться в осевом направлении, если частота в устойчивой системе отсчета (3). выше частоты fcut , называемой частотой среза, где f s f s определяется уравнением

$$ж^{c} = | ж^{p} + Ом НД| \quad (3)$$

где f r — частота во вращающейся системе отсчета (т. е. модальная частота). В предположениях однородного течения в радиальном направлении, твердотельного течения и жесткостенного

Machine Translated by Google

воздуховоде частоту акустической среза для дозвукового осевого потока можно оценить по формуле Хеллмих и Сеуме [32] как:

$$ж^{резать} = \frac{кра}{2\pi} \quad \overline{1 \quad M2 \pm_{x} M\theta} \tag{4}$$

где Mx и Mθ — осевое и окружное число Маха, a — скорость звука , a kr — радиальное модальное волновое число, рассчитанное на основе функций Бесселя. Mx и Mθ определяются средним значением выше и ниже лопасти. Условия распространения показаны на рисунке 18 и проверены по результатам линеаризованного моделирования. Вверх по течению акустические волны распространяются от ND0 до ND6. Ниже по течению акустические волны распространяются на ND4, но не на ND5 или ND6. В противоположном направлении распространение не происходит ни на ND5, ни на ND6. Известно , что схемы вибрации, которые удовлетворяют этому условию разрезания только в одном осевом направлении, имеют решающее значение для аэроупругой устойчивости [6,33]. Разрыв , наблюдаемый на кривой аэродинамического демпфирования (рис. 19) для OP-D, по-видимому, совпадает с изменением условий распространения звука, показанным на рис . 18.

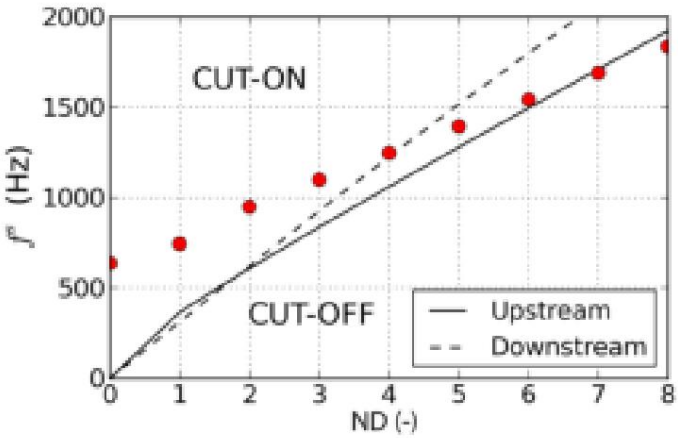


Рис. 18. Акустические условия режима 2 (красные точки) на ОП-Д и ОП-Е.

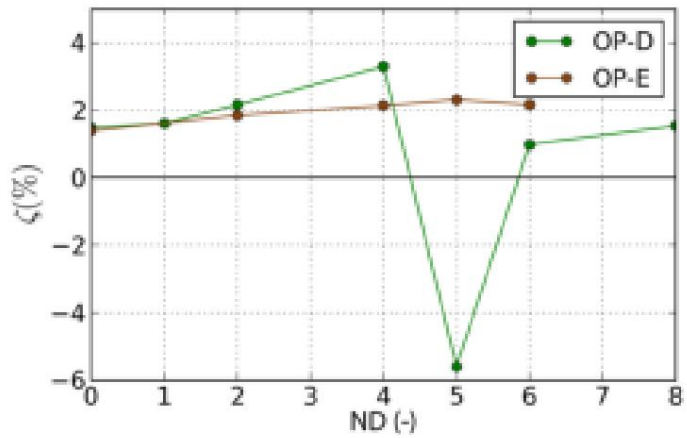


Рис. 19. Аэродинамическое демпфирование в режиме 2 на OP-D и OP-E.

4.4.3. Влияние рабочей точки

Аэроупругая устойчивость сравнивается между OP-D и OP-E для режимов от 2ND4 до 2ND6. У ОП-Э массовый расход на 3,8% выше, чем у ОП-Д, а размер отрыва передней кромки уменьшен до 25% хорды. Частоты акустической среза OP-E не показаны на рисунке 18, поскольку отличия от OP-D (менее размера символа) не существенны по сравнению с точностью модели. В ходе моделирования было подтверждено, что условия распространения акустики вверх и вниз по течению от ND4 до ND6 были одинаковыми для обоих.

Machine Translated by Google

рабочие точки. Нормированные распределения локальной работы представлены на рисунке 20. В отличие от OP-D (см. рисунок 17), результаты показывают очень незначительное влияние узлового диаметра в этой рабочей точке и стабилизацию аэродинамического демпфирования только выше 2,0% (см. рисунок 19) .). На стороне всасывания рабочее перераспределение напоминает ND4 на OP-D, но с меньшей амплитудой. В отличие от результатов на ОП-Д, работа на стороне нагнетания на порядок ниже, чем на стороне всасывания. Здесь устойчивость лезвия обеспечивается за счет всасывающей стороны. Сдвиг массового расхода на 3,8% приводит к устойчивой системе и подавляет сильное влияние узлового диаметра на устойчивость вентилятора. Таким образом, даже если акустические условия схожи, ближе к рабочей линии вентилятор остается стабильным. На основании представленного исследования неясно, являются ли акустические условия доминирующим фактором нестабильности или же конвективный механизм, описанный Штапельфельдтом и Брандштеттером [8], приводит к аэроупругому захвату (несинхронным колебаниям). Последний случай не является маловероятным, поскольку диаграмма направленности ND5 может находиться в резонансе с движущимся назад аэродинамическим возмущением с волновым числом 11 (наложенным на 16-лопастной ротор). Это возмущение будет распространяться со скоростью 60% скорости вентилятора в абсолютной системе отсчета, что находится в пределах диапазона зарегистрированных конвективных возмущений [18]. Однако до использования линеаризованных по времени методов это не исследовалось . Тем не менее, обнаруженная нестабильность на ОП-Д не препятствует экспериментальной эксплуатации скоростной линии, поскольку она возникает только вблизи предела сваливания и в тех случаях, когда ожидаются конвективн

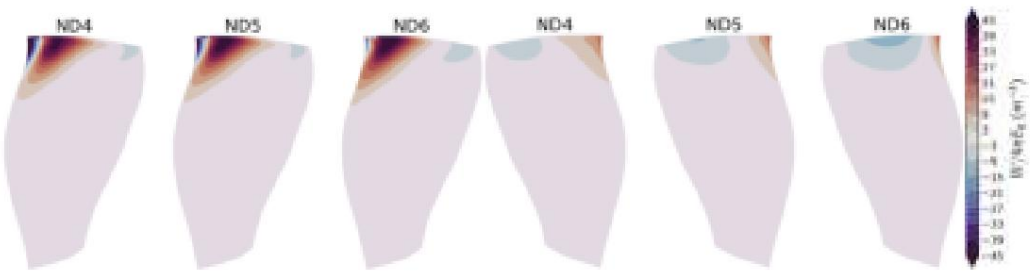


Рисунок 20. Локальные работы на ОП-Е для режимов 2ND4–2ND6: (левые три лопасти) сторона всасывания; (правые три лопасти) сторона давления.

5. Выводы

Представитель современных вентиляторов UHBR был разработан и представлен в качестве открытого тестового примера. Лопасти вентилятора были изготовлены из однонаправленных углеродных волокон и слоев эпоксидного композита. Для анализа динамического поведения были представлены структурные свойства, производственный процесс и ориентация слоев.

Второй режим вентилятора имел значительную крутильную составляющую на кончике лопасти, что делает его критическим для взаимодействия жидкости со структурой. Моды одного семейства существенно различаются при малых диаметрах узлов. Влияние этого несоответствия было количественно оценено в аэроупругих исследованиях. Стабильность вентилятора систематически исследовалась в репрезентативных рабочих точках с использованием линеаризованного по времени метода. На номинальной скорости никаких аэроупругих неустойчивостей не прогнозировалось. Таким образом, удалось исследовать высоконагруженные условия эксплуатации.

На частичной скорости была выявлена потенциальная нестабильность в условиях дросселирования, и это будет более подробно исследовано в будущих работах. Показано, что зона нестабильности остается локализованной вдали от линии эксплуатации, и именно она станет предметом плановой экспериментальной кампании, старт которой ожидается в середине 2022 года.

Вклад авторов: Концептуализация: вице-президент, PD, SA, LB, PF, XO и CB; методология: VP, PD, SA, LB, PF, XO и CB; расследование: вице-президент, PD, SA, LB, PF, XO и CB; написание — подготовка первоначального проекта: ВП и ЦБ; написание-обзор: PD, SA, LB, PF и XO; обзор и редактирование: вице-президент и главный управляющий; визуализация: ВП и СВ; надзор: PD, SA, LB, PF, XO и CB; администрация проекта/привлечение финансирования: SA, XO и CB. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Этот проект получил финансирование от совместного предприятия Clean Sky 2 (JU) в рамках грантового соглашения № 864719. JU получает поддержку от исследования Европейского Союза Horizon 2020.

Machine Translated by Google

и инновационной программы и членов JU «Чистое небо 2», кроме Союза. Эта публикация отражает только точку зрения авторов, и JU не несет ответственности за любое использование содержащейся в ней информации. Разработка вентилятора с открытым тестовым корпусом поддерживается CIRT (Консорциум Industrie-Recherche en Turbomachine).

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Геометрия, экспериментальные результаты и имеющиеся модели доступны европейским исследовательским институтам и международным исследователям после переговоров. Регистрация на сайте catana.ec-lyon.fr, доступ 20 сентября 2021 г.

Благодарности: Авторы благодарны компании Safran Aircraft Engines за постоянную поддержку, особенно за вклад Лорана Яблонски на этапе проектирования открытого тестового примера.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

ЭО	Заказ двигателя
Метод конечных элементов FEM	
LRANS	Линеаризованное усреднение по Рейнольдсу Навье – Стокса
без даты	Узловой диаметр
НСВ	Несинхронная вибрация
Выходные направляющие лопатки OGV (статор)	
ОП	Рабочая точка
RANS	Усредненный по Рейнольдсу Навье – Стокса
UHBR	Сверхвысокий коэффициент байпаса

Ссылки

1. Брандштеттер, К.; Пажес, В.; Дюкен, П.; Оттави, Х.; Ферран, П.; Обер, С. Вентилятор UHBR ECL5/CATANA для открытого тестирования, Часть 1: Геометрия и аэродинамические характеристики. В материалах Европейской конференции по турбомашиностроению ETC14 2021, документ № 625, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г. Доступно онлайн: https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-03257374 (по состоянию на 20 сентября 2021 г.).

2. Пажес, В.; Дюкен, П.; Оттави, Х.; Ферран, П.; Обер, С.; Блан, Л.; Брандштеттер, К. Вентилятор ECL5/CATANA с открытым испытательным корпусом UHBR, Часть 2: Механическая и аэроупругая стабильность. В материалах Европейской конференции по турбомашиностроению ETC14 2021, документ № 626, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г. Доступно онлайн: https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-03257377 (по состоянию на 20 сентября 2021 г.).

3. Вахдати, М.; Кампсти, Н. Аэроупругая неустойчивость в трансзвуковых вентиляторах. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2015, 138, 022604. [CrossRef]

4. Ли, Б.К. Самоподдерживающиеся ударные колебания на профилях крыла на околозвуковых скоростях. Прог. Аэросп. наук. 2001, 37, 147–196. [Перекрестная ссылка]

5. Доддс, Дж.; Вахдати, М. Наблюдения за вращающимся срывом высокоскоростного компрессора — Часть I: Экспериментальное исследование. Я. Турбомах. 2015, 137, 051002. [CrossRef]

6. Фике, Алабама; Веркуттер, А.; Буффаз, Н.; Обер, С.; Брандштеттер, К. Акустический резонанс в осевом многоступенчатом компрессоре, приводящий к несинхронной вибрации лопаток. В материалах ASME Turbo Expo 2020, технической конференции и выставки турбомашин, онлайн, 21–25 сентября 2020 г.; ASME: Лондон, Великобритания, 2020 г.

7. Килб, RE; Бартер, Дж.В.; Томас, JP; Холл, К.К. Возбуждение лопаток из-за аэродинамических нестабильностей: исследование лопаток компрессора. В материалах ASME Turbo Expo 2003, проведенной совместно с Международной совместной конференцией по производству электроэнергии 2003 г., Атланта, Джорджия, США, 16–19 июня 2003 г.; Цифровая коллекция Американского общества инженеров-механиков; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2003 г.; Том 4, стр. 399–406. [Перекрестная ссылка]

8. Стапельфельдт, С.; Брандштеттер, К. Несинхронная вибрация в осевых компрессорах: механизм блокировки и полуаналитическая модель. Дж. Звук Виб. 2020, 488, 115649. [CrossRef]

9. Ли, КБ; Уилсон, М.; Вахдати, М. Проверка численной модели для прогнозирования остановленных потоков в низкоскоростном вентиляторе — Часть I: Модификация модели турбулентности Спаларта–Аллмараса. Я. Турбомах. 2018, 140, 051008. [CrossRef]

10. Питерс, А.; Спаковский, З.С.; Лорд, ВК; Роуз, Б. Сверхкороткие гондолы для движителей с низкой степенью давления вентилятора. Я. Турбомах. 2015, 137, 021001. [CrossRef]

11. Уилсон, М.Дж.; Имрегун, М.; Сайма А.И. Эффект ступенчатой изменчивости в вентиляторных агрегатах газовых турбин. Я. Турбомах. 2006, 129, 404–411. [Перекрестная ссылка]

12. Лу, Ю.; Грин, Дж.; Стапельфельдт, Южная Каролина; Вахдати, М. Влияние геометрической изменчивости на форму и характеристики околозвукового двигателя. Вентилятор. Я. Турбомах. 2019, 141, 101012. [CrossRef]

Machine Translated by Google

13. Чжай Ю.; Блад, Р.; Диверфельдт, Г. Оценка аэроупругой устойчивости лопатки промышленного компрессора, включая неправильную настройку Эффекты. Я. Турбомах. 2012, 134, 060903. [CrossRef]
14. Герке, Д.; Ле Денмат, Алабама; Шмидт, Т.; Коциан, Ф.; Нике, Э. Аэродинамическая и механическая оптимизация лопастей CF/PEEK вентилятора встречного вращения. В материалах ASME Turbo Expo 2012: Техническая конференция и выставка турбин, Копенгаген, Дания, 11–15 июня 2012 г.; ASME: Копенгаген, Дания, 2012 г.; Том 7: Структуры и динамика, части A и B, стр. 21–33. [Перекрестная ссылка]
15. Шмид Т.; Лендьель-Кампманн, Т.; Шимдт, Т.; Нике, Э. Оптимизация композитной лопасти из углеродного волокна вентилятора встречного вращения для авиационных двигателей. В материалах 13-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г.; Европейское общество турбомашиностроения: Лозанна, Швейцария, 2019 г.
16. Райбер, К.; Блохер, М. Возможности аэроупругой адаптации для улучшения устойчивости к флаттеру лопаток компрессора турбомашин. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.; Европейское общество турбомашиностроения: Стокгольм, Швеция, 2017 г. [CrossRef]
17. Рендю, К. Моделирование трансзвуковых контуров декольте для изучения взаимодействий жидкости и структуры. доктор философии Диссертация, Лионский университет, Лион, Франция, 2016 г.
18. Родригес, М.; Сулат, Л.; Паолетти, Б.; Оттави, Х.; Брандштеттер, К. Аэродинамическое исследование составного тихоходного вентилятора для Приложение УХБР. Я. Турбомах. 2021, 143, 101004. [CrossRef]
19. Пажес, В. Концепция вентилятора UHBR ECL5 для анализа механизмов взаимодействий с несколькими телами по происхождению. Флоттемент. доктор философии Диссертация, Центральная школа Лиона, Лион, Франция, 2021.
20. Ван Дж.; Патон, Р.; Пейдж, Дж.Р. Драпирование тканевых заготовок и препрегов для производства полимерных композитов компоненты. Композиции. Часть A Приложение. наук. Производитель 1999, 30, 757–765. [Перекрестная ссылка]
21. Барберо, Э. Дж. Анализ методом конечных элементов композиционных материалов с использованием ANSYS®, 2-е изд.; CRC Press: Бока-Ратон, Флорида, США, 2013.
22. Карта, Ф.О. Неустойчивости флаттера лопаток, дисков и бандажей в роторах турбореактивных двигателей. Дж. Инж. Власть 1967, 89, 419–426. [Перекрестная ссылка]
23. Сандерс, Эй Джей; Хасан, КК; Рабе, округ Колумбия. Экспериментальное и численное исследование срывного флаттера в трансзвуковом вентиляторе с малым удлинением Блиск. Я. Турбомах. 2004, 126, 166–174. [Перекрестная ссылка]
24. Аоцука, М.; Мурука, Т. Численный анализ трансзвукового сваливания вентилятора. В материалах ASME Turbo Expo 2014: Техническая конференция и выставка турбин, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.; ASME: Дюссельдорф, Германия, 2014 г.; Том 7B: Структуры и динамика; Том V07BT35A020. [Перекрестная ссылка]
25. Ренду, К.; Филит, М.; Розенберг Ю.; Лабит, С.; Чассен, Дж. К. Расчеты Навье-Стокса с линеаризацией по времени и гармоническим балансом трансзвукового потока над колеблющимся выступом. В материалах 14-го Международного симпозиума по нестационарной аэродинамике, аэроакустике и аэроупругости турбомашин, Стокгольм, Швеция, 8–11 сентября 2015 г.; ISUAAAT: Стокгольм, Швеция, 2015 г.; п. 14.
26. Филит, М.; Ферран, П.; Лабит, С.; Чассейн, Джей Си; Обер, С.; Франссон, Т. Производная модель турбулентности для прогнозирования гармонических нагрузок в трансзвуковых отрывных потоках над выступом. В материалах 28-го Международного конгресса аэронавтических наук, Брисбен, Австралия, 23–28 сентября 2012 г.; ICAS: Брисбен, Австралия, 2012 г.; п. 11.
27. Дюкен, П.; Обер, С.; Ренду, К.; Ферран, П. Влияние диаметра узла на локальную вибрацию лопастей на нестабильность флаттера дроссельной заслонки в трансзвуковом вентиляторе UHBR. В материалах 15-го Международного симпозиума по нестационарной аэродинамике, аэроакустике и аэроупругости турбомашин, Гетеборг, Швеция, 16–17 октября 2018 г.; п. 10.
28. Брандштеттер, К.; Паолетти, Б.; Оттави, Х. Возникновение сжимаемой модальной неустойчивости в аэродинамически неправильно настроенном трансзвуковом вентиляторе. Дж. Турбомах. 2019, 141, 031004. [CrossRef]
29. Аллеманг, Р. Дж. Критерий модальной уверенности – двадцать лет использования и злоупотреблений. Дж. Звук Виб. 2003, 37, 14–23.
30. Дюкен, П.; Мье, Б.; Обер, С.; Ферран, П. Чувствительность прогноза аэродинамического коэффициента демпфирования к моделированию турбулентности, сопряженной с формой моды вибрации. В материалах 13-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин ETC13, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г.; Европейское общество турбомашиностроения: Лозанна, Швейцария, 2019 г.; п. 12.
31. Феррия, Х.; Ферран, П.; Пакулл, Ф.; Обер, С. Численное исследование устойчивости флаттера в блиске дозвуковой космической турбины с акцентом на режимы включения/выключения и фазовые углы между лопатками. Дж. Терм. наук. 2012, 21, 492–499. [Перекрестная ссылка]
32. Хеллмих, Б.; Сьюме, Дж. Р. Причины акустического резонанса в высокоскоростном осевом компрессоре. Я. Турбомах. 2008, 130, 031003. [Перекрестная ссылка]
33. Атасси, Х.М.; Фанг, Дж.; Ферран, П. Эффекты акустической блокировки в нестационарных трансзвуковых сопловых и каскадных течениях. В материалах 33-го совещания и выставки по аэрокосмическим наукам, Рино, Невада, США, 9–12 января 1995 г.; AIAA: Рино, Невада, США, 1995 г.; Том 95-0303, с. 9.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Акустоупругие моды в системах ротор-полость: обзор эффектов сдвига частоты, подтвержденных измерениями

Тина Унглаубе * и Дитер Бриллерт

Кафедра турбомашиностроения, Университет Дуйсбург-Эссен, 47057 Дуйсбург, Германия; Dieter.brillert@uni-due.de
* Адрес для переписки: tina.unglaube@uni-due.de

Аннотация: С увеличением плотности жидкости в центробежных компрессорах взаимодействию жидкости со структурой и связанным акустоупругим режимам уделяется все больше внимания во избежание отказа машины. Помимо вибрационного поведения рабочего колеса, для обеспечения безопасной и надежной работы необходимо учитывать акустические моды, возникающие в боковых полостях. В связанной системе эта структура и акустические доминирующие моды влияют друг на друга. Таким образом, на основе данных литературы создается всесторонний обзор эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость. Кроме того, представлены результаты экспериментов по изучению связанных пар мод на испытательном стенде ротор-полость с вращающимся диском в различных условиях эксплуатации. Результаты измерений структурно-доминантных мод хорошо согласуются с теоретическими предсказаниями. Для каждой моды показано развитие прямой и обратной бегущей волны при вращении диска. Проведенные эксперименты показывают появление слабо и сильно связанных пар мод, поскольку наблюдаются частотные сдвиги, которые нельзя объяснить исключительно «эффектами несвязанных мод», такими как добавленная масса, скорость звука и эффект жесткости, но указывают на дополнительный эффект связи. Однако гипотеза о большем сдвиге частоты для более сильно связанных мод не может быть последовательно подтверждена. Только для сильно связанной пары мод с четырьмя узловыми диаметрами в установке «широкая полость» отчетливо виден эффект связи в виде изменения моды.

Ключевые слова: система ротор-полость; акустоупругие режимы; муфта; взаимодействие жидкости со структурой

Цитирование: Унглаубе, Т.; Бриллерт, Д. Акустоупругие моды в Системы ротор-резонатор: обзор эффектов сдвига частоты, подтвержденных измерениями. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 15. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020015 .

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 26 января 2022 г.
Принято: 4 мая 2022 г.
Опубликовано: 6 мая 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.

Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons

Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Центробежные компрессоры применяются для широкого спектра промышленных применений, включая сжатие газа в химической промышленности, добычу и сжижение природного газа, повышение нефтеотдачи, а также улавливание и хранение углерода. Требуемое давление нагнетания постоянно увеличивается, как и плотность жидкости внутри машин, увеличивая силы, действующие на рабочее колесо. Помимо вибрационного поведения рабочего колеса, которое широко изучалось в течение последних десятилетий, необходимо понять взаимодействие жидкости со структурой. В настоящее время общеизвестно, что собственные частоты рабочих колес компрессора смещаются из-за увеличения плотности газа окружающей жидкости. Более того, акустические моды , возникающие в боковых полостях радиальных компрессоров, оказались еще одним потенциальным источником многоцикловой усталости. Недавние исследования предполагают, что акустические режимы и режимы вибрации диска влияют друг на друга, что приводит к дальнейшим сдвигам частот в связанных системах ротор-полость.
Однако эти эффекты еще не до конца понятны. Чтобы обеспечить безопасную и надежную конструкцию и избежать отказа машины во время работы, необходимо точно спрогнозировать эти связанные собственные частоты, а также дополнительно изучить механизм возбуждения и демпфирования .

Системы ротор-полость, состоящие из вращающегося диска в полости, заполненной жидкостью, представляют собой упрощенную модель центробежных компрессоров для целей фундаментальных исследований. Таким образом, на основе результатов, опубликованных в литературе, создается всесторонний обзор эффектов сдвига частоты в акустоупругих системах ротор-полость . Это обеспечивает прочную основу для теоретического понимания темы, которое затем подкрепляется измерениями

Machine Translated by Google

данные. Для этого на кафедре турбомашиностроения университета Дуйсбург-Эссен (Германия) был создан стенд роторно-полости, демонстрирующий возникновение связанных акустоупругих мод. Это позволяет исследователям систематически собирать и оценивать экспериментальные данные о взаимодействии ротора с жидкостью и формировании связанных акустических и структурных доминирующих мод, варьируя различные влияющие параметры независимо друг от друга. Благодаря этому достигается более глубокое понимание эффектов связи и сдвига частоты в системах ротор-полость.

2. Обзор литературы

Некоторые из самых ранних работ по вибрации диска в турбомашинах были проведены Ламбом и Саутвеллом (1921) [1] и Саутвеллом (1922) [2], анализирующими вибрации вращающегося круглого диска. Несколько лет спустя Кэмпбелл (1924) [3] опубликовал свое фундаментальное исследование по вибрационному возбуждению вращающихся турбомашин, установив тем самым так называемую диаграмму Кэмпбелла. До сегодняшнего дня он остается широко используемым инструментом, позволяющим избежать потенциальных вибрационных резонансов, которые могут привести к выходу машины из строя. В дальнейшем было проведено множество исследований по анализу вибрационного поведения вращающихся дисков и рабочих колес компрессоров. Например, Эверсман и Додсон (1969) [4] опубликовали техническую заметку о свободной вибрации вращающихся круглых дисков с центральным зажимом и представили аналитическое решение уравнения собственных значений как функции отношения ступицы к диску для различной жесткости вращения. параметры и формы мод. Эвинс (1973) [5] опубликовал аналитическое и экспериментальное исследование вибрационных характеристик настроенных и расстроенных узлов лопастного диска, подчеркнув важность рассмотрения всего узла лопастного диска, а не диска и лопастей по отдельности. Ирретье [6,7] исследовал собственные и вынужденные колебания колесного диска и создал численную модель для расчета собственных частот и формы колебаний системы , а затем провел эксперименты и расчеты по вибрациям вращающихся радиальных рабочих колес, которые были в хорошее согласие.

Одно из первых фундаментальных исследований аэроакустических источников возбуждения в турбомашинах было опубликовано Тайлером и Софрином (1962) [8]. Они определили взаимодействие ротор-статор как важный механизм генерации шума и обнаружили, что как вращающийся ротор сам по себе, так и взаимодействие ротор-статор создают вращающиеся структуры давления. С тех пор эти режимы вращения называются режимами Тайлера-Софрина. Эрих (1969) [9] разработал аналитическую модель кольцевой акустической полости, чтобы сделать вывод о собственных частотах акустических мод в полости. Он используется для анализа экспериментальных данных турбомашины в диапазоне скоростей вращения и объяснения резонансных пиков при сверхзвуковых и дозвуковых скоростях колеса. Среди более поздних публикаций Эйзингер (2002) [10] и Эйзингер и Салливан (2002) [11] посвящены акустически вызванной усталости рабочих колес вращающихся машин. Обсуждается взаимодействие структурных и акустических мод, которое в конечном итоге может привести к разрушению конструкции рабочего колеса. Это становится особенно важным для рабочих колес, работающих в жидкостях с высокой плотностью, где вибрация диска и акустические режимы больше не могут рассматриваться отдельно, а должны анализироваться как связанная система. Публикации Магары [12,13] представляют особый интерес в этой причинно-следственной цепочке, поскольку в них обсуждаются структурные частоты радиальных компрессоров в среде высокой плотности. Для объяснения последующего явления сдвига частоты для невращающегося и вращающегося диска из-за связи мод созданы две аналитические модели . Экспериментальные результаты хорошо согласуются с численными. Бейроу и др. (2015) [14] изучали влияние расстройки на блиск компрессора высокого давления в состоянии покоя в отношении режимов вибрации конструкции и коэффициентов демпфирования. Проанализирован вынужденный отклик и обнаружено, что с учетом эффектов аэроупругой связи демпфирование конструкции в целом увеличивается, а отклик уменьшается. Основываясь на других теоретических моделях, Heinrich et al. (2020) [15] предложили обобщенную модель для аппроксимации связанных акустомеханических собственных частот в центробежных компрессорах высокого давления, которая позже была расширена для учета эффектов демпфирования (Heinrich et al. (2021) [16]). В последнем случае результаты модели дополнительно сравниваются с экспериментальными данными, что дает превосходное согласие относительно предсказанных собственных частот и приемлемое согласие относительно коэффициентов затухания.

Machine Translated by Google

Примеры аэроакустического возбуждения в промышленных турбомашинах приведены, например, в работе Hellmich and Seume (2006) [17], где акустический резонанс в четырехступенчатом осевом компрессоре объясняется с помощью упрощенной модели винтовых акустических мод, а также Кениг (2009) [18] и Петри и др. (2012) [19], исследовавшие акустические собственные моды в боковых полостях промышленного центробежного компрессора. Их установка включает в себя одну полную ступень компрессора, от впускных направляющих лопаток до обратных направляющих лопаток. Другой случай фактической многоцикловой усталости в промышленном компрессоре, возможно, вызванный аэроупругим возбуждением, описан Эккертом (1999) [20], подчеркивающим, что проблема взаимодействия жидкости и конструкции в турбомашинах представляет собой существенную проблему в реальных приложениях.

Настоящая статья основана на предыдущей работе исследовательской группы на кафедре турбомашиностроения UDE, направленной на сбор базовых экспериментальных данных о взаимодействии ротора с жидкостью. Барабас и др. (2015) [21] подробно представили испытательный стенд и измерительную аппаратуру и представили первые измерения профиля скорости, указывающие на турбулентный поток с высокими числами Рейнольдса внутри полости. Барабас и др. (2017) [22] представили сдвиги частот в сторону более высоких и низких частот для двух мод связанной пары мод при изменении давления в полости. Кроме того, были выявлены мешающие влияния пересекающихся мод. Барабас и др. (2018) [23] затем сосредоточили внимание на демпфировании слабосвязанных акустических доминирующих мод, которое, как было обнаружено, уменьшается с увеличением давления жидкости, и установили связь коэффициента демпфирования, кинематической вязкости и собственной частоты акустической режимы.

Показано, что структурно-акустическая связь мод в системах ротор-полость представляет собой сложную область исследований, в которой необходимо учитывать множество взаимодействующих эффектов. Некоторые публикации посвящены некоторым из этих эффектов, но до сих пор ни одна из них не раскрыла их в целом. Эта статья способствует более глубокому пониманию взаимодействия всех соответствующих эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость и, таким образом, усилиям по предотвращению резонансов в центробежных компрессорах, которые в конечном итоге могут привести к выходу из строя компонентов турбомашин.

3. Теория частотных сдвигов в системах ротор-резонатор 3.1. Система ротор-полость

Система ротор-полость (или ротор-статор) состоит из рабочего колеса, вращающегося внутри неподвижной полости. Его можно использовать как упрощенную модель рабочих колес турбомашины в корпусе. Вращающийся диск делит объем жидкости на две отдельные полости, подобные боковым полостям , например, в центробежных компрессорах. Отношение ширины осевого зазора s полости к радиусу диска rd является характерным размером, описывающим полость, называемым безразмерной шириной осевого зазора G.

$$Г = р\text{-}\frac{с}{д} \quad (1)$$

Между модами вибрации диска и акустическими модами внутри заполненного жидкостью

В полостях взаимодействие жидкости со структурой происходит, если существует результирующая сила, действующая от одной к другой.

Эти взаимодействия проявляются в форме структурных мод диска, находящихся вне плоскости, и колебаний давления жидкости, которыми действительно можно пренебречь, только если диск вращается в вакууме. Структурные и акустические моды дополнительно влияют друг на друга, если связана определенная пара мод. Это приводит к дальнейшему сдвигу частоты. В случае связи моды называются структурными и акустическими доминирующими модами.

3.2. Несвязанная структура/колебательные

режимы диска Форма мод колебаний диска, также называемых структурными модами, характеризуется числом узловых диаметров (диаметральных мод или окружного порядка) m и количеством узловых кругов (или радиального порядка) n. Для вращающегося диска резонанс между собственной частотой fm,n одной из его дисковых мод и частотой возбуждения fe,st возникает при совпадении последней с частотой вращения прямой или обратной бегущей волны дисковой моды следующим образом : 3]:

$$fe,st = fm,n \pm m \times f\Omega \quad (2)$$

Machine Translated by Google

= ± ×

где fΩ — частота вращения вращающегося диска.

Собственные частоты диска fm,n незначительно увеличиваются с увеличением скорости вращения диска Ω из-за ужесточения действия поля центробежных сил [7]. Этот эффект можно аппроксимировать (как, например, в [2]), но зачастую он достаточно мал, чтобы им можно было пренебречь [7].

Для расстроенного диска, т. е. неосесимметричного диска, для одной моды диска существуют две собственные частоты. Однако для практических приложений этим разделением частот часто можно пренебречь [7]. В целом, вышеупомянутые соображения также применимы и к вращающимся рабочим колесам. Тем не менее, ошибка настройки из-за геометрических неравномерностей становится более вероятной для более сложной геометрии рабочего колеса [5]. Такая расстройка приводит к появлению более нерегулярных и сложных форм мод и большему количеству резонансов, чем в эквивалентных настроенных си

3.3. Несвязанные акустические/полые

моды В полости, заполненной жидкостью, могут формироваться акустические моды (или моды полости), которые представляют собой колебания давления. Во вращающихся машинах эти акустические волны возбуждаются потоком через машину и могут усиливаться за счет вращения крыльчатки [10]. Как и структурные моды, акустические моды характеризуются числом узловых диаметров p, узловых окружностей q и, кроме того, осевых узлов r. Частоту акустической моды (p,q) внутри цилиндра можно рассчитать следующим

= образом [24]: ( ), (πα)p,q c (3)

fp,q = 2 2π гц

( ),

где (πα)p,q — безразмерные решения первой производной функции Бесселя для акустической моды (p,q) (см. рисунок 1). Из уравнения (3) мы видим, что собственная частота акустической моды линейно зависит от скорости звука c в жидкости и, следовательно, от свойств жидкости. Например, увеличение давления жидкости вызывает сдвиг собственной частоты акустических мод. В дальнейшем это будет называться эффектом скорости звука . Изменение радиуса полости rc приводит также к изменению акустической частоты; однако согласно этой модели в уравнении (3) изменение ширины осевого зазора не влияет.

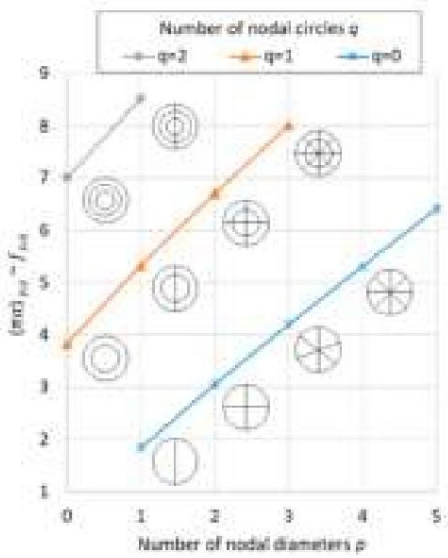


Рис. 1. Безразмерные решения функций Бесселя для акустических частот внутри цилиндра и соответствующие формы колебаний для различного числа узловых диаметров и узловых окружностей.

Machine Translated by Google

В системе ротор-статор вращение диска приводит к вращению жидкости внутри полости. Эти картины течения влияют на формирование акустических мод и могут быть описаны в зависимости от окружного числа Рейнольдса Re, которое определяется следующим образом:

$$Re = \frac{u L}{\nu} = \frac{2\pi \Omega r_d^2}{\nu} \quad (4)$$

где u — окружная скорость, L — характерная длина, ν — кинематическая вязкость жидкости. Широко используемая модель течения в полости ротора-статора Дейли и Несе (1960) [25] различает четыре режима течения, два из которых турбулентные, имеющие либо слитые, либо разделенные пограничные слои. Последнее преобладает при большей ширине полости или больших числах Рейнольдса и характеризуется центральным течением, для которого предполагается почти постоянная окружная скорость, т. е. жидкость закручивается как объемный поток.

Вращение сердечника может быть описано отношением k0 скорости жидкости vf к окружной скорости u рабочего колеса и зависит только от геометрии полости, если нет наложенного сквозного потока [26]. В случае потока с нулевой утечкой он также не зависит от радиуса и может быть оценен следующим образом [26]:

$$k0 = \frac{vf}{u} = \frac{1}{1 + \left(\frac{r_c}{r_d}\right)^2 \frac{c_f}{c_{f,d}}} \quad (5)$$

где rd и rc — радиус рабочего колеса и полости, Tax — цилиндрическая часть бокового пространства рабочего колеса, а c и c — коэффициенты трения рабочего колеса и f , df , корпуса корпуса соответственно. Обычно коэффициент вращения ядра принимает значение от 0,4 до 0,5, т. е. жидкость вращается со скоростью чуть меньшей половины скорости вращения диска.

Аналогично структурным модам, акустические моды, подверженные вращению ядра, образуют в полостях обратную и прямую бегущую волну, которую можно рассчитать следующим образом:

$$f_{e,ac} = f_{p,q} \pm k0 \times p \times f\Omega \quad (6)$$

3.4. Взаимодействие жидкости и конструкции

До сих пор вибрация диска и полость, заполненная жидкостью, рассматривались отдельно. Однако необходимо учитывать влияние окружающей жидкости на рабочее колесо. Особенно при увеличении давления жидкости и, следовательно, плотности, со стороны жидкости на рабочее колесо действуют значительные силы. И наоборот, внеплоскостные структурные моды также влияют на акустические. Эти эффекты называются взаимодействием жидкости со структурой, и ими нельзя пренебрегать Особый практический интерес представляет влияние повышенной плотности жидкости на рабочее колесо турбомашины, которое устраняется эффектом присоединенной массы: увеличение массы окружающей жидкости приводит к уменьшению собственных частот рабочего колеса [12,13,27], так как масса жидкости линейно зависит от плотности жидкости (и объема полости). Следовательно, хотя масса рабочего колеса не меняется, общая масса системы изменяется по мере изменения массы жидкости, действующей на рабочее колесо. Изменение собственной частоты непропорционально изменению общей массы. Однако эти взаимодействия не представляют серьезной проблемы, если не существует связи между парой акустических и структурных мод.

3.5. Муфта

Соответствующие моды необходимо сначала возбудить, чтобы возникла связь между акустической модой и модой конструкции. В то время как акустические моды возбуждаются потоком жидкости через корпус, минуя препятствия, такие как лопатки или ротор, наиболее эффективным источником вибрации рабочего колеса являются акустические моды более высокого порядка [10]. Кроме того, для установки с двумя полостями, окружающими рабочее колесо или диск, должен быть сдвиг фаз между акустическими модами в этих полостях, или, по-другому, должен существовать осевой узел (в осевом положении диска). Только тогда возникает результирующая сила жидкости, действующая на рабочее колесо. Поэтому,

Machine Translated by Google

Наибольшую возможность влияния друг на друга имеют внеплоскостные структурные (дисковые) моды и акустические (резонаторные) моды с осевым узлом .

Совместимость форм мод является необходимым условием структурно-акустической связи. Особенно это совпадение форм мод устанавливается через одинаковое число узловых диаметров (m = p) [10]. Часто предполагается, что каждая структурная мода хорошо связана только с одной акустической модой и лишь слабо со всеми остальными [10,28]. Наиболее сильное взаимодействие (или полное совпадение) происходит тогда, когда совпадают и (несвязанные) собственные частоты [10]. Однако любое соединение пары акустических и структурно-доминантных мод приводит к сдвигу их собственных частот по сравнению с несвязанными модами.

Этот эффект связи также возникает, если теоретически несвязанные собственные частоты находятся в определенной близости друг к другу. Чем ближе несвязанные собственные частоты друг к другу, тем сильнее эффект связи и, следовательно, результирующий сдвиг частоты. Согласно [10] рекомендуется минимальное разделение собственных частот на 25 %, чтобы считать моды несвязанными. В [11] степень структурно-акустической связи выражается коэффициентом связи, который равен нулю в случае несвязанных систем. Небольшая масса рабочего колеса или тонкая полость увеличивают связь, а большая масса диска и более широкая цилиндрическая полость способствуют более слабой связи [11].

Однако следует отметить, что для реальных рабочих колес турбомашин или расстроенных лопаточных дисков каждая возбужденная мода диска содержит компоненты многих диаметральных порядков мод. Следовательно, возбуждение m-порядка может возбуждать не только чистую моду m-узлового диаметра, но и большинство других мод [5].

3.6. Существующие модели сдвига

частоты Одной широко используемой математической моделью, направленной на объяснение эффектов связи в системах ротор-полость, является модель Магара и др. (2008) [12], основанный на исследовании частотных сдвигов рабочих колес центробежных компрессоров в системах с газом высокой плотности

Модель сдвига частоты состоит из параболы, открывающейся вверх (левая часть уравнения (7)) и прямой линии с положительным наклоном (правая часть уравнения (7)), если на графике указан квадрат системной частоты f. ось X (см. рисунок 2).

$$\left(f^2_{1,uc}\right)^2 - \left(f^2_c\right)\left(f^2_{2,uc}\right) + \left(f^2_{2,uc}\right)^2 = 2\left(f^2_{sc}\right)\left(f^2_{2,uc}\right)\frac{\rho_f c^2}{\rho_d c^2} \quad (7)$$

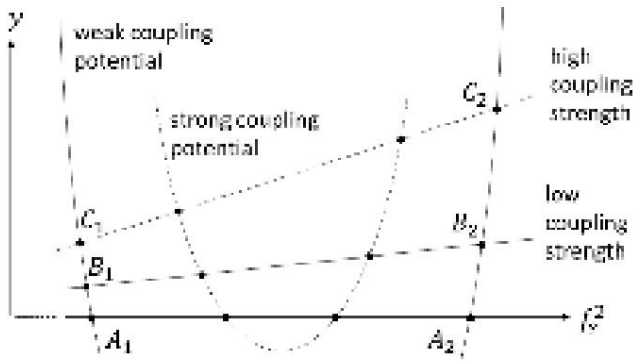


Рисунок 2. Модель взаимодействия Магара и др. (2008) [12].

Пересечения параболы с осью x (точки A) представляют собой теоретически несвязанные собственные частоты диска и жидкости. Какая из них является нижней, а какая более высокочастотной модой, зависит от геометрии и в целом не может быть установлено Поэтому они обозначаются не как акустические и структурные моды, а как $f_{1,uc}$ и $f_{2,uc}$. Разница частот между A1 и A2 указывает на потенциал связи двух мод, она тем больше, чем ближе теоретически несвязанные собственные частоты друг к другу. Прямая линия указывает на силу сцепления. Наклон увеличивается с увеличением плотности жидкости ρ_f и скорости звука c и уменьшается с увеличением плотности диска ρ_d ,

Machine Translated by Google

толщина диска b и ширина осевой полости sc. Пересечения члена силы связи с параболой (точки B и C) представляют две собственные частоты связанной системы fs . При увеличении силы связи пересечения смещаются вверх и наружу, т. е. частота низкочастотной моды уменьшается (от B1 до C1) , а частота высокочастотной моды увеличивается (от B2 до C2). Этот сдвиг частоты тем больше, чем больше увеличивается сила связи (чем больше ее наклон) и чем ближе теоретически несвязанные моды друг к другу, т. е. чем больше потенциал связи. Последний эффект можно проиллюстрировать, сравнивая частотные сдвиги случаев со слабым (сплошная парабола) и сильным потенциалом связи (пунктирная парабола).

3.7. Обзор явлений сдвига частоты в системе ротор-полость

На основе всестороннего обзора структурных и акустических режимов, а также их взаимодействия и связи между жидкостью и структурой, приведенных в предыдущих параграфах, ниже представлен обзор эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость (рис. 3).

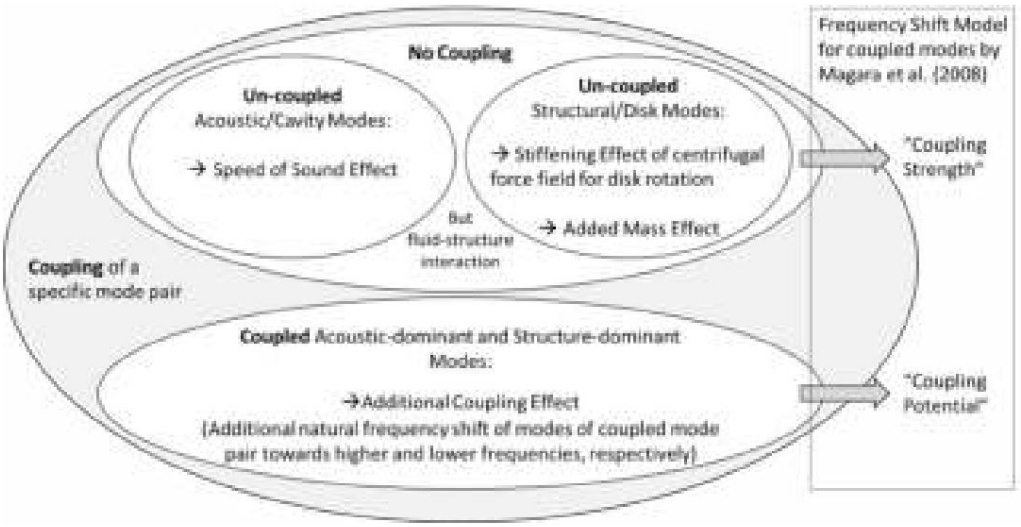


Рисунок 3. Обзор эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость [12].

Во-первых, существуют эффекты несвязанных мод, которые возникают независимо от любого взаимодействия конкретной пары мод, т. е. их можно наблюдать как для , как для несвязанных, так и для связанных мод: Эффект скорости звука относится к сдвигу собственной частоты акустической моды, если скорость звука изменяется из-за изменения свойств жидкости. Кроме того, для вращающихся рабочих колес можно наблюдать эффект ужесточения поля центробежных сил, что приводит к небольшому сдвигу структурной частоты вверх при более высоких скорос Учитывая эффекты взаимодействия жидкости со структурой, которые имеют особое значение при более высоких плотностях жидкости, окружающей рабочее колесо, эффект добавленной массы играет важную роль. Это приводит к уменьшению частот диска при увеличении массы окружающей жидкости.

В модели взаимодействия Магары [12] эти эффекты обозначаются термином « увеличение связи с окружающей жидкостью». В силе модели сцепления Магары ». Если две связи». Если две конкретные моды связаны, возбуждается мода со схожей формой моды и конкретные моды связаны, то есть структура и акустическая доминанта охватываются термином «сила собственными частотами, находящимися в определенной близости друг к другу, это добавляет дополнительные частотные сдвиги: для пары связанных мод одна собственная частота смещается в сторону более высоких, другая — в сторону более низких частот, по сравнению с их несвязанными аналогами. Это называется эффектом связи. Чем меньше разность частот несвязанных мод, тем больше эффект связи и, следовательно, сдвиг частоты, который он вызывает. В модели связи Магары [12] эти частотные сдвиги реализуются. У Магары используется термин «потенциал связи». эти сдвиги частоты обозначаются термином «связь». На основании этого можно предположить следующее:

, Любой сдвиг частоты, который не является потенциальным. вызванный добавленной массой, скоростью звука или эффектом жесткости (для несвязанных структурных или акустических мод), указывает на дополнительный эффект связи. Связанные моды тогда называются структурно-доминантными и акустически-доминантными модами.

Machine Translated by Google

Когда разность частот между двумя связанными модами уменьшается, например , в результате изменения свойств жидкости или скорости вращения, две моды сближаются.
Однако в ряде случаев они не пересекаются (нет резонанса), а снова расходятся и приближаются к теоретически несвязанной частотной траектории другой моды. Это отклонение частоты называется изменением моды и сообщается, например, в [27,29].

4. Экспериментальная установка и методика

4.1. Испытательная установка и приборы

Экспериментальные результаты, представленные в данной статье, получены на испытательном стенде роторной полости кафедры турбомашиностроения Университета Дуйсбург-Эссен, Германия, представленном в [21–23]. Стенд состоит из плоского вращающегося диска постоянной ширины b в цилиндрическом неподвижном корпусе, образующего две заполненные жидкостью полости, соединенные между собой небольшим радиальным зазором. Эскиз испытательного стенда, включая некоторое измерительное оборудование, представлен на рисунке 4. Эта установка представляет собой упрощенную модель боковых полостей радиальных компрессоров.

Ширина осевого зазора передней и задней полости sc f и scr соответственно может регулироваться независимо. Для проведенных экспериментов наложенное сквозное течение в полостях отсутствует. Диск установлен на валу, соединенном с бесступенчатым быстроходным электроприводом через магнитную муфту. Различные газы можно подавать в испытательный стенд из камеры предварительного смешивания, что позволяет варьировать параметры жидкости. Скорость вращения диска Ω можно изменять, а окружные числа Рейнольдса могут достигать 2 × 108 при использовании CO2 на максимальной скорости.

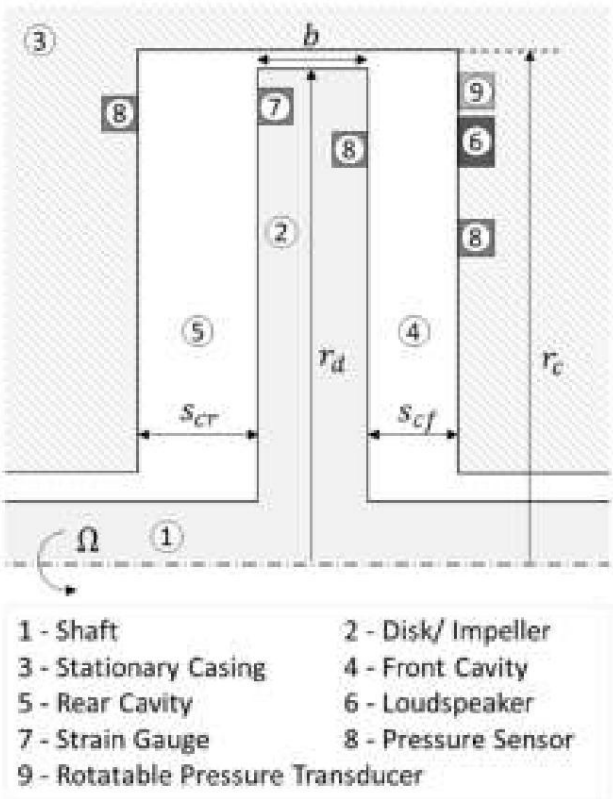


Рисунок 4. Установка испытательного стенда и измерительное оборудование.

Источники возбуждения в реальных турбомашинах, такие как взаимодействие ротор-статор, отсутствуют на испытательном стенде из-за его упрощенной (безлопастной и беслопастной) геометрии. По этой причине в корпусе передней полости установлен громкоговоритель. Он способен возбуждать как акустические, так и структурно-доминантные моды в передней и задней полостях. Возбуждение частота задается генератором волн, подключенным к усилителю и регулируется независимо от других параметров. Геометрия испытательного стенда спроектирована таким образом, чтобы по крайней мере одна пара

Machine Translated by Google

акустические и структурные моды с одинаковым числом узловых диаметров связаны в условиях окружающей среды.

При интерпретации результатов следует обратить внимание на то, что полость, в которой проводятся измерения, не является полностью закрытой. В передней полости имеются два небольших отверстия: одно на внешнем радиусе и одно на внутреннем. Хотя клапаны в соединительных трубах закрыты, так что не происходит притока или оттока в полость или из нее, эти отверстия могут влиять на распространение и отражение акустических волн внутри полости. В будущих экспериментах результаты для полностью закрытой полости и текущей установки будут сравниваться, чтобы лучше понять этот вопрос. Однако боковые полости в реальных турбомашинах также не являются полностью закрытыми, так что установка в данной работе может даже представлять собой более реалистичный случай, чем случай идеально герметичной полости.

Для измерения акустических мод, возникающих в виде локальных колебаний давления, стенд оборудован двумя датчиками давления в передней и задней полости, а также одним на диске. Для обнаружения структурных мод в виде вибрации диска на диске установлены два тензодатчика. Для идентификации формы мод предусмотрены следующие мероприятия : Число узловых диаметров возбужденной моды отслеживается с помощью дополнительного перемещаемого датчика давления, установленного в передней полости, который может вращаться на 300 градусов по окружности диска при постоянной частоте возбуждения. Чтобы определить количество узловых кругов, два датчика давления в передней полости установлены в другом радиальном положении по сравнению с датчиками в задней полости. Осевой узел обнаруживается путем определения фазового сдвига на 180 градусов между графиками давления в передней и задней полости. Кроме того, испытательный стенд и камера предварительного смешивания оснащены датчиками давления и температуры для определения термодинамических свойств жидкости.

Общая неопределенность измерительной цепи датчиков температуры определена равной ±1,8 K, а нелинейность и динамическая неопределенность датчиков давления пренебрежимо малы [29]. Однако тензорезисторы способны измерять динамические вибрации только до частоты среза 50 кГц [29]. Кроме того, электростатический шум значительно увеличивается в экспериментах с вращающимся диском, что приводит к очень низкому соотношению сигнал/шум для результатов тензорезистора. Однако на результаты датчика давления не так сильно влияют электромагнитные помехи. Поэтому функции отклика для доминирующих мод структуры также измеряются датчиками давления при вращении диска.

Измерения без вращения диска показали, что этот подход не влияет на результаты, поскольку измерения тензодатчика и датчика давления хорошо согласуются.

4.2. Экспериментальные и оценочные процедуры

При подготовке к экспериментам стенд заполняется необходимой газовой смесью до достижения заданного давления. Предполагается, что температура внутри испытательного стенда является постоянной, поскольку максимальное увеличение, вызванное трением, на 0,3% для экспериментов с высокими скоростями вращения считается незначительным.

Все эксперименты, направленные на определение модальных параметров возбуждаемых мод, проводятся посредством экспериментов по развертке частоты. Сначала задается частотный интервал и скорость развертки . Последняя выбирается достаточно малой, чтобы реакцию преобразователя можно было считать стационарной. Генератор частоты производит соответствующий гармонический сигнал, который усиливается для возбуждения громкоговорителя, выступающего в качестве источника возбуждения. Эксперименты по развертке проводятся с постоянной скоростью развертки от низких до высоких частот и поворотным датчиком давления, установленным в фиксированное положение. Каждый эксперимент по развертке частоты повторяется три раза.

Дополнительные измерения с помощью вращающегося датчика давления проводятся при постоянной частоте возбуждения для идентификации порядка режимов. Поворотный датчик давления перемещается в разные положения по окружности, где он остается в течение всего времени, в течение которого в этом положении измеряются колебания давления. Таким образом идентифицируются картины давления в окружном направлении и определяется количество узловых диаметров.
Кроме того, совместный анализ метода конечных элементов и экспериментальное испытание молотком

Machine Translated by Google

диск был проведен, чтобы иметь ссылку на модальные параметры диска
режимы вибрации.

Данные датчиков давления и тензорезисторов, записанные при развертке
эксперименты оцениваются преобразованием Фурье. Таким образом, необработанные данные
преобразуются из временной области в частотную область, и функции частотной характеристики
полученные для каждого датчика. Результаты собственной частоты получены с использованием пикового выбора.
метод. Однако, особенно для акустических доминирующих мод в установке «тонкий резонатор», многие
моды перекрываются, влияют, пересекаются и отклоняют друг друга. Кроме того, сигналы помех
влияют на измеряемую частотную характеристику, поэтому пики частоты не всегда могут быть
идентифицировано несомненно.

4.3. Проведенные эксперименты

Эксперименты проводятся с двумя различными геометрическими установками. У обоих сзади
Полость имеет безразмерный осевой зазор шириной 0,1. Ширина передней полости в «широком»
Установка «полость» симметрична задней полости, а для «тонкой полости» она имеет безразмерную
ширину осевого зазора 0,025. Как показано ниже, передняя полость представляет собой
«доминантный», определяющий формирование акустических (доминантных) мод, вероятно, потому, что
здесь находится источник возбуждения.

Проводятся различные серии экспериментов с целью выявления естественных сдвигов частоты.
из-за различных эффектов, теоретически обсужденных заранее. В первой серии испытаний «ГАП»
представлено краткое сравнение результатов для различной ширины осевого зазора. Изменение
геометрия вызывает изменение силы сцепления за счет изменения массы жидкости, действующей на
диск. Во второй серии испытаний «ДАВЛЕНИЕ» изменяется давление жидкости в полости,
создавая силу сцепления. Плотность и скорость звука жидкости изменяются при
в то же время. Поэтому ожидается добавленная масса и скорость звуковых эффектов. Пока
первые две серии экспериментов проводятся с невращающимся диском, третья –
«ВРАЩЕНИЕ» включает в себя эксперименты с разными скоростями вращения диска, изменением
потенциал связи между модами путем изменения разности частот между ними.
Ожидается, что благодаря этому потенциал связи будет значительно увеличен, что приведет к
в гораздо более сильных эффектах связи, чем в предыдущей серии испытаний. Обзор
проведенная экспериментальная серия представлена в таблице 1.

Таблица 1. Обзор проведенных серий испытаний и ожидаемых эффектов сдвига частоты.

Серия испытаний	Описание	Измененная связь Влияние	Ожидаемый сдвиг частоты Эффект(ы) для Несвязанные режимы	Возможная дальнейшая частота Сдвиг из-за сцепления
"ЗАЗОР"	Изменение ширины осевого зазора	Изменение силы сцепления	Добавлен масс-эффект	Эффект слабой связи
"ДАВЛЕНИЕ"	Изменение давления жидкости	Изменение силы сцепления	Добавлен масс-эффект, скорость звуковой эффект	Эффект слабой связи
«РОТАЦИЯ»	Изменение скорости вращения диска	Изменение потенциала связи	Укрепляющий эффект центробежного силовое поле	Эффект связи

На основании предыдущих замечаний выдвигаются две основные гипотезы:

1. Любой сдвиг частоты, который нельзя объяснить «эффектами несвязанных мод», предположительно обусловлен
   дополнительными эффектами связи;
2. Эффект связи тем сильнее, чем ближе собственные частоты теоретически
   несвязанные моды относятся друг к другу.

Для проверки этих гипотез экспериментальные результаты в данной работе оцениваются с помощью испытуемых.
к следующему подходу:

1. Теоретические частотные сдвиги «эффектов несвязанных мод» количественно определены и измерены.
   частотные сдвиги с поправкой на их влияние;
2. Анализируются оставшиеся частотные сдвиги, которые, как ожидается, обусловлены
   Плинг эффекты».

Machine Translated by Google

4.4. Оценка эффекта связи

Для оценки эффекта связи, т.е. степени любого сдвига частоты, вызванного связью , параметр потенциала связи CP и параметр силы связи CS вводятся следующим образом:

$$\text{КП} = \frac{\text{fac} \quad \text{fst}}{\min(\text{fac}, \text{fst})\ \rho f} \tag{8}$$

$$= \text{sc f} \quad \frac{\text{c CS}}{} \tag{9}$$

Параметр потенциала связи CP представляет собой частотное разделение между связанными модами. Меньшее значение указывает на более сильную связь. Он положителен, когда акустическая доминирующая мода имеет более высокую частоту, чем структурно-доминантная, и отрицателен, если наоборот. Далее потенциал связи определяется как «сильный», когда частотное разделение между структурой и акустическими доминирующими модами составляет менее 0,3. Параметр силы сцепления CS зависит от свойств жидкости, а также геометрии полости. Оба параметра связи вместе позволяют сделать вывод о возможном эффекте связи.

4.5. Представление результатов измерений

Результаты измерений представлены следующим образом: Вместо абсолютных собственных частот fst и fac в дальнейшем используются нормированные частоты f * , являющиеся частотами относительно частоты режима структуры с двумя узловыми диаметрами в воздухе для установки «тонкая полость». , которая служит опорной частотой fr f , следующее:

$$\text{ж} \quad = \frac{\text{ж}}{\text{фр ф}} = \frac{\text{f}}{\text{fst,2,0(воздух, 0,1 МПа, 295 K)}} \tag{10}$$

Нормированные частоты f можно рассчитать для любой структурной (доминирующей) моды (m,n) и любой акустической (доминирующей) моды (p,q,r).

Для оценки сдвигов частоты отображаются относительные изменения частоты f . Это изменения частоты относительно частоты при давлении в полости 0,1 МПа следующим образом:

$$\text{f} \quad = \frac{\text{e} \quad \text{e0 e0}}{} = \frac{\text{f} \quad \text{f(0,1 МПа) f(0,1}}{\text{МПа)}} \tag{11}$$

Скорректированные относительные изменения частоты $f_{л., корр.}$ структурных мод (с поправкой на эффект добавленной массы) рассчитываются следующим образом, где mtot = md + mf — общая масса диска и жидкости вместе:

$$\text{st,corr}(\rho) = \text{fst,0} \quad \frac{\text{fst,corr}(\rho) \quad \text{fst,0} \quad \text{f}}{} = \frac{\text{fst}(\rho) \quad \frac{\text{mtot}(\rho)}{\text{fst,0 mtot,0}}}{\text{фст,0}} \tag{12}$$

Скорректированные относительные изменения частоты $f_{\text{переменный ток, корр.}}$ акустических мод (с поправкой на скорости звукового эффекта) рассчитываются следующим образом:

$$\text{fac,0ac,corr}(\rho) = \text{f} \quad \frac{\text{fac,corr}(\rho) \quad \text{fac,0}}{} = \frac{\text{fac}(\rho) \quad \frac{\text{c0}}{\text{fac,0 c}(\rho)\ \text{fac,0}}}{} \tag{13}$$

Скорректированные относительные изменения частоты $f_{л., корр.}$ и $f_{\text{переменный ток, корр.}}$ может быть рассчитана для любой структурной (доминирующей) моды (m,n) и любой акустической (доминирующей) моды (p,q,r) соответственно.

5. Результаты измерений и обсуждение.

Акустические и структурные доминирующие моды, которые могут возбуждаться на испытательном стенде в диапазоне анализируемых частот (от 150 с-1 до 1400 с-1), представляют собой моды от двух до пяти узловых диаметров с нулевыми узловыми окружностями. Согласно теории совпадения форм мод [10], потенциально связанными считаются только моды одного порядка (m = p

Machine Translated by Google

Связанные акустические доминирующие моды имеют дополнительный осевой узел (r = 1), так что - результирующая сила, действующая на диск. Для всех анализируемых пар мод, кроме пятиузловой диаметров один в «тонкой полости», акустическая доминирующая мода имеет более высокую частоту, чем доминирующий режим структуры. Это, наряду с другими характерными данными происходящего пар режимов, отображается в Таблице 2.

Таблица 2. Обзор пар возбужденных мод (с n = q = 0) на испытательном стенде UDE. Сила сцепления рассчитывается для 0,1 МПа и 295 K. Значения параметра прочности связи нормированы как отношение соответствующей величины к значению для случая воздуха в «тонкой полости».

Настройка испытательного стенда	к0	Жидкость	CS/(CSslim,воздух)	Узловой Диаметры (м = р)	Жул.	Ж_____	КП	Оцененный Эффект связи
Широкая полость	0,44	гелий	0,101	3	1,99	8,86*10,75*	+3,45	несвязанный
				4	3,44		+2,13	несвязанный
		воздух	0,250	2	1,01	2,41	+1,37	слабый
				3	1,99	3,02	+0,52	слабый
				4	3,40	3,66	+0,08	(очень) сильный
Тонкая полость	0,48	воздух	1	2	1,00	2,53	+1,53	слабый
				3	1,98	3,78	+0,90	слабый
				4	3,42	4,38	+0,28	сильный
				5	5,26	4,61	0,14	сильный

* Частоты акустических мод в гелии находятся вне измеряемого частотного интервала, поэтому оценивается на основе свойств жидкости и первой производной функции Бесселя.

Различная геометрия двух испытательных стендов приводит к несколько разному сердечнику. коэффициенты вращения k0 и, следовательно, различные параметры силы сцепления CS. Последнее также контролируется свойствами жидкости. Частотное разделение между теоретически несвязанной структурой и акустическими модами с одинаковым числом узловых диаметров определяет параметр потенциала связи CP. Оба параметра связи затем предсказывают эффект сцепления. В таблице 2 в качестве примера приведены параметры силы сцепления CS для 0,1 МПа и 295 K, а также параметры потенциала связи CP для покоя диска.

Из этой предварительной оценки эффекта связи сила связи равна ожидается, что для испытательной установки с «тонкой полостью» она будет больше, чем для «широкой»; и меньше гелия по сравнению с воздухом. Потенциал связи оценивается как самый большой для режим четырех узлового диаметра в воздухе для установки «широкой полости», за которым следуют пять и четыре моды узлового диаметра в «тонкой полости». Для этих пар мод сдвиги частоты как ожидается, будет наблюдаться из-за сильного потенциала связи.

Результаты трех различных серий испытаний (как представлено в Таблице 1) представлены в следующее.

5.1. Изменение ширины осевого зазора

В первой серии экспериментов «ГАП» ширина осевого зазора передней полости составляет варьируется и, следовательно, является силой связи. Диск не вращающийся. С уменьшением (передняя) полость, масса жидкости, действующая на диск, уменьшается, а сила сцепления увеличивается (значения CS см. в Таблице 2).

Функции отклика, записанные для разной ширины передней полости, значительно различаются. друг от друга. С уменьшением ширины резонатора собственные частоты структуры доминирующие моды изменяются незначительно (максимум 2%), в то время как акустические доминирующие моды смещаются значительно в сторону более высоких частот (от 5% до 25%). Следовательно, можно сделать вывод, что ширина осевого зазора оказывает существенное влияние на возникающие акустические доминирующие моды. Кроме того, в функциях отклика появляется больше пиков, и многие пики перекрытие измерений при меньшей ширине передней полости.

Измеренные собственные частоты не отражают теоретически ожидаемое поведение. если не ожидается связи (небольшое увеличение собственных частот диска и отсутствие изменений в акустические доминирующие моды), они также не демонстрируют ожидаемых сдвигов частоты при соединении предполагается. Следовательно, ни «эффекты несвязанных мод», ни модели связи

Machine Translated by Google

может объяснить наблюдаемые сдвиги частоты при изменении ширины осевого зазора, т. е. теория не объясняет результаты измерений.

5.2. Изменение давления

Во второй серии экспериментов «ДАВЛЕНИЕ» с невращающимся диском давление жидкости внутри стенда изменяется при сохранении всех остальных параметров постоянными. Таким образом, сила связи варьируется (для значений CS при 0,1 МПа см. Таблицу 2), и ожидается, что добавленная масса, а также скорость звуковых эффектов будут влиять на измеренные собственные частоты. Кроме того, в зависимости от пары возбужденных мод может наблюдаться эффект слабой связи (см. значения CP в таблице 2). Для всех результатов измерений серии «ДАВЛЕНИЕ» скорректированные относительные изменения частоты $f_{корр.}$ отображаются, как определено в уравнениях (11)–(13).

Серию измерений с использованием установки «широкая полость» и гелия в качестве жидкости, проводимой в виде мод вибрации диска, измеренных в гелии, можно считать приблизительно несвязанной из-за большого частотного разделения соответствующих акустических мод (см. таблицу 2). Если не предполагается дальнейшее соединение, частоты не должны изменяться в зависимости от изменения плотности жидкости после поправки на эффект добавленной массы. Как показано на рисунке 5, собственные частоты измеренных мод структуры трех и четырех узловых диаметров незначительно уменьшаются с увеличением плотности жидкости. С поправкой на эффект добавленной массы сохраняется незначительное уменьшение на 0,3% и 0,2% для структурных мод (3,0) и (4,0) соответственно, если плотность жидкости увеличить примерно в 15 раз. Это оставшееся уменьшение частоты считается незначительным, и поэтому эти моды в гелии можно считать практически постоянными и, следовательно, несвязанными.

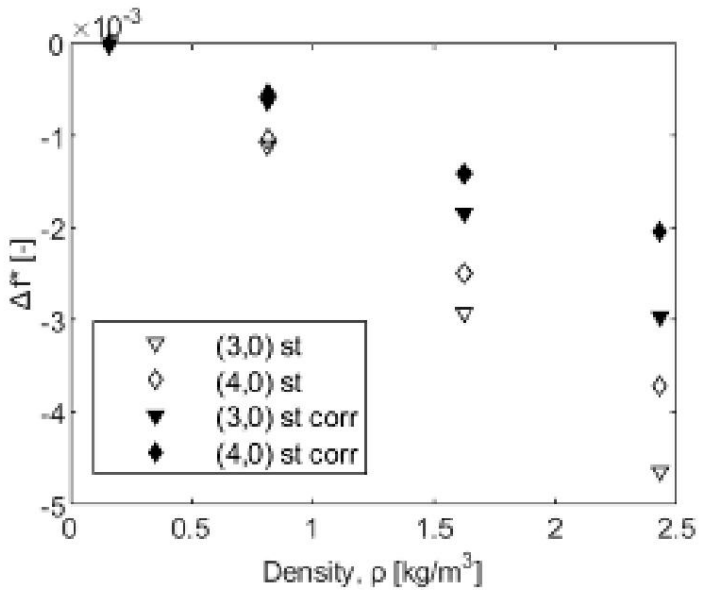


Рис. 5. Скорректированные относительные изменения частоты структурных мод в гелии для «широкой полости» в зависимости от плотности жидкости. Необработанные значения и значения, исправленные для добавленного массового эффекта.

Измерения с использованием установки «тонкая полость» и воздуха в качестве жидкости проводятся для анализа возбужденных мод на предмет потенциальной связи. Поскольку пары мод в воздухе демонстрируют более высокий потенциал связи, чем пары мод в гелии, ожидается, что частотные сдвиги, связанные с эффектами связи, будут больше в воздухе, но будут зависеть от потенциала связи каждой пары мод. Скорректированные относительные изменения $f_{корр.}$ частоты доминирующих мод структуры $f_{ул.}$ представлены на рисунке 6. Для мод с двумя-четырьмя узловыми диаметрами собственные частоты диска уменьшаются примерно на 4–5% при 12-кратном увеличении плотности жидкости, при этом частота структурной моды пятиузлового диаметра увеличивается примерно на 5%. Эти изменения частоты значительно больше, чем измеренные в почти несвязанном случае для гелия, и можно сделать вывод, что должен иметь место дополнительный эфф
Измеренные сдвиги частоты качественно согласуются с моделью связи Магара и др.

Machine Translated by Google

(2008) [12], что указывает на уменьшение частоты доминантных мод структуры в случае fst < fac и на увеличение в противоположном случае (для моды с пятью узловыми диаметрами).
Однако изменения частоты кажутся очень похожими для мод с двумя, тремя и четырьмя диаметрами узлов, хотя они имеют разные потенциалы связи.

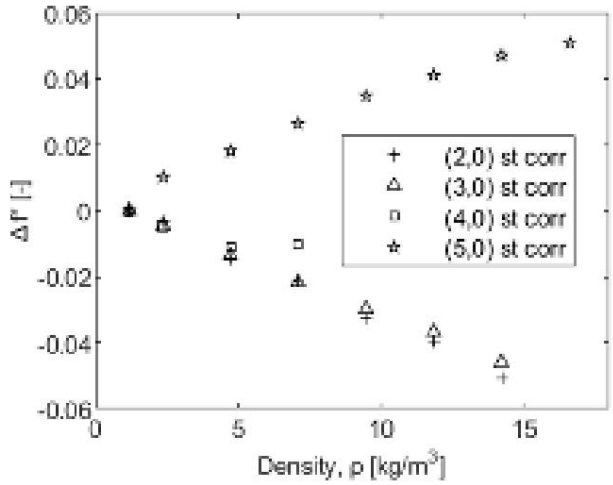


Рис. 6. Скорректированные относительные изменения частоты доминирующих структурных мод в воздухе для «тонкой полости» в зависимости от плотности жидкости. Значения исправлены для добавленного массового эффекта.

Хотя большинство частотных пиков хорошо видны для структурных мод, для большинства акустических мод это не так; режим с двумя узловыми диаметрами является единственным исключением. Чтобы продемонстрировать потенциальное влияние связи, обе моды (акустическая и структурная) пары мод с двумя узловыми диаметрами показаны на рисунке 7. После того, как структурная мода скорректирована с учетом добавленного эффекта массы, а акустическая мода - с учетом скорости звукового эффекта, обе моды показаны на рисунке 7. по-прежнему демонстрируют тенденцию к уменьшению и небольшому увеличению соответственно при построении графика плотности жидкости. Такое поведение подтверждает гипотезу о том, что между диском и окружающей жидкостью существует слабая связь , и тенденции качественно согласуются с тенденциями в модели связи Магары [12] .

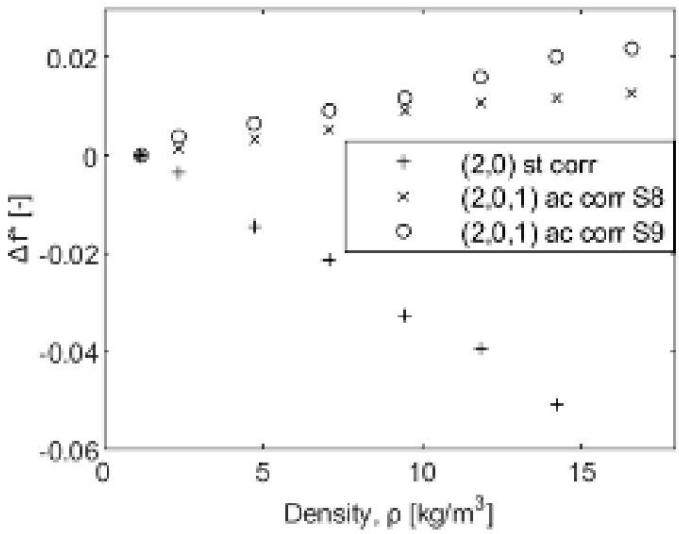


Рисунок 7. Скорректированные относительные изменения частоты двух пар мод узлового диаметра в воздухе для «тонкой полости » по плотности жидкости. Значения скорректированы с учетом добавленного эффекта массы и скорости звука соответственно.
Датчики: S8 на диске, S9 в передней полости.

Следует отметить, что изменение частоты акустической доминирующей моды незначительно различается в зависимости от расположения датчика давления на испытательном стенде. Он меньше (+2,2%

Machine Translated by Google

(S9) и +1,3% (S8 на диске)), чем у моды с доминирующей структурой (-5,5%) для примерно 14-кратного увеличения плотности.

В целом для серии измерений «ДАВЛЕНИЕ» наблюдаются частотные сдвиги доминирующих в структуре мод, которые превышают «эффекты несвязанных мод» и, таким образом, указывают на эффект связи, даже для мод, которые лишь слабо связаны. Однако четкой картины о частотных сдвигах акустических доминирующих мод не получено, а гипотеза о более выраженном эффекте связи для более сильно связанных мод не может быть подтверждена на основе серии измерений при изменении давления жидкости.

5.3. Изменение скорости вращения диска.

В третьей серии экспериментов «ВРАЩЕНИЕ» скорость вращения диска варьируется, при этом давление жидкости (0,1 МПа, воздух) и все остальные параметры остаются постоянными. Таким образом, потенциал связи изменяется по мере изменения разности частот между потенциально связанными акустическими и структурными доминирующими модами (значения CP вращающегося корпуса отличаются от значений состояния покоя в Таблице 2). Нет никакой добавленной массы или скорости звукового эффекта. Тем не менее, небольшой эффект усиления эффекта поля центробежных сил рабочего колеса может наблюдаться, но значения измерений явно не корректируются с учетом его влияния.

Вращение диска приводит к образованию двух мод для каждого порядка мод: одной прямой и одной обратной бегущей волны. В то время как дисковые моды теоретически движутся со скоростью вращения диска , моды полости движутся со скоростью вращения жидкости в полости. Если предположить, что объемное течение в полости происходит примерно на половине скорости вращения диска, то частоты акустических и структурно-доминантных мод сближаются друг с другом при изменении скорости вращения диска. Эти эффекты показаны ниже: сначала для структуры, затем для акустических доминирующих мод и, наконец, для конкретных пар мод. Для всех результатов измерений серии «ВРАЩЕНИЕ» отображаются нормированные частоты f , как определено в уравнении (10). Помимо результатов измерений приведены теоретические значения собственных частот конструкции и акустических доминирующих мод при соответствующей скорости вращения диска, рассчитанные по уравнениям (2) и (6) соответственно. Используемые коэффициенты вращения ядра для акустических доминирующих мод перечислены в таблице 2.

Как показано на рисунке 8, для каждой моды четко видно развитие прямой и обратной бегущей волны , а измеренные частотные разделения мод вибрации диска, подверженных вращению, хорошо согласуются с теоретическими значениями.

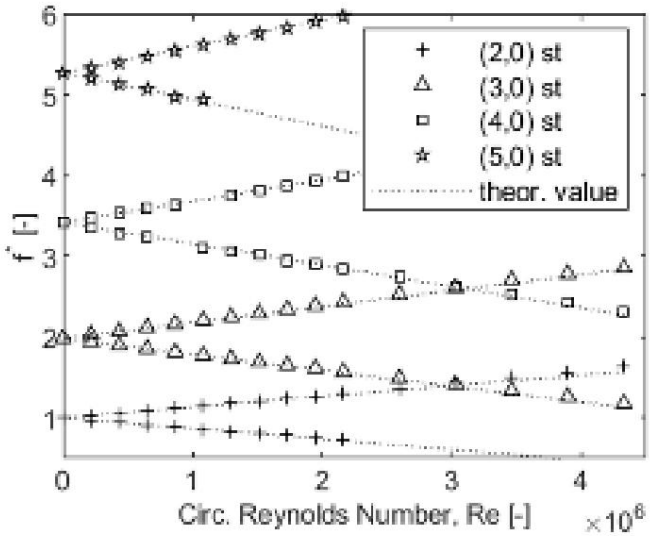


Рисунок 8. Нормированные собственные частоты доминирующих мод структуры в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты.

Собственные частоты акустических доминирующих мод гораздо менее заметны в результатах измерений, чем моды колебаний диска, поскольку они часто перекрываются с

Machine Translated by Google

соседние моды или отклоненные ими. Однако образование прямой и обратной бегущей волны очевидно для акустических доминирующих мод с тремя, четырьмя и пятью узловыми диаметрами, как показано на рисунке 9. Измеренное и теоретическое разделение частот акустических доминирующих мод при вращении диска не не согласен хорошо. Более того, не наблюдается заметной устойчивой тенденции; измеренное разделение частот для мод (3,0,1) и (5,0,1) меньше теоретических значений, тогда как разделение частот для моды (4,0,1) немного больше. Более того, коэффициенты вращения ядра, принятые для согласования теоретических значений трех- и пятиузловых акустических волн с экспериментальными, оказываются за пределами обычного диапазона. Возможно, коэффициенты вращения ядра отличаются от рассчитанных теоретически по уравнению (5). Кроме того, количество узловых диаметров может влиять на собственную частоту бегущих волн способом, отличным от того, который указан в уравнениях (3) и (6). Однако для всех проанализированных мод прямая волна, по-видимому, демонстрирует большую разницу частот по сравнению с невращающимся случаем, чем обратная волна.

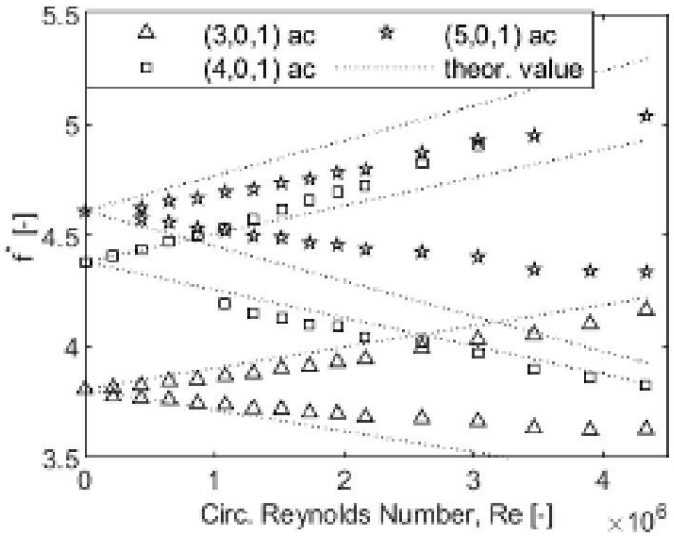


Рисунок 9. Нормированные собственные частоты акустических доминирующих мод в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты.

Чтобы оценить эффект связи для связанных пар мод, соответствующие акустические и структурные доминирующие моды представлены вместе ниже. Вращение диска еще больше увеличивает потенциал связи (по сравнению со значениями состояния покоя в таблице 2), делая наблюдаемыми эффекты связи. Пара мод с тремя узловыми диаметрами (показана на рисунке 10) очень хорошо видна для всех анализируемых скоростей вращения. Однако потенциал связи оценивается как низкий (CP = +0,9), и, следовательно, ожидаемый эффект связи относительно невелик. Теоретически, бегущие вперед волны структуры и доминирующие акустические моды должны пересекаться при очень высоких скоростях вращения диска, в то время как обратные волны отклоняются друг от друга. Однако в диапазоне анализируемых скоростей вращения потенциал связи остается слабым. Если теоретические значения корректируются так, чтобы приблизительно соответствовать обратной волне измеренной акустической доминирующей моды, на которую предполагается меньшее влияние связи, необходимо принять коэффициент вращения сердечника примерно 0,25 (как показано на рисунке 10). По сравнению с обратной волной акустическая доминирующая прямая волна кажется отклоненной в сторону более высоких частот. Это может быть связано с возросшим, но все же относительно небольшим потенциалом сцепления при более высоких с

Самый сильный потенциал связи среди всех измеренных мод прогнозируется для пары мод с четырьмя узловыми диаметрами в испытательной установке с «широкой полостью» (CP = +0,08). Поэтому ожидается, что будут наблюдаться сдвиги частоты из-за эффекта сильной связи. Как видно на рисунке 11, видно изменение режима, подтверждающее это предположение. Прямые моды сильно влияют и отклоняют друг друга. Вместо того, чтобы пересекаться с окружным числом Рейнольдса примерно 1,7 × 106 , бегущие вперед волны приближаются к каждой

Machine Translated by Google

другие до тех пор, пока не будет достигнута минимальная нормализованная разница частот 0,2, а затем расходятся , снова увеличивая их разделение частот. Для испытательной установки с «тонкой полостью» такое поведение невозможно наблюдать, поскольку акустическая доминирующая мода смещается в сторону более высоких частот, что приводит к более слабому потенциалу связи (CP = +0,28). Структурно-доминантная мода хорошо соответствует теоретическим значениям, а акустическая доминирующая мода демонстрирует лишь небольшое отклонение вверх. Это ясно указывает на то, что более сильный эффект связи присутствует для более сильно связанных мод, т. е. для тех, которые находятся ближе друг к другу.

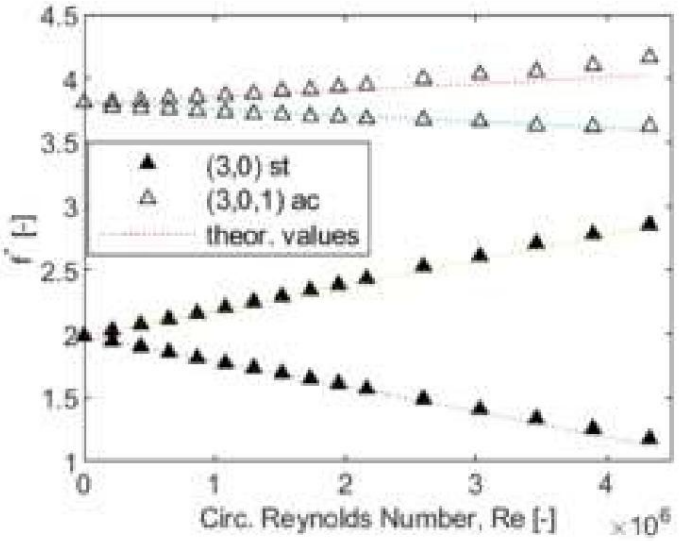


Рисунок 10. Нормированные собственные частоты трех пар мод узлового диаметра в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты (за теоретические значения акустической волны принят коэффициент вращения ядра 0,25).

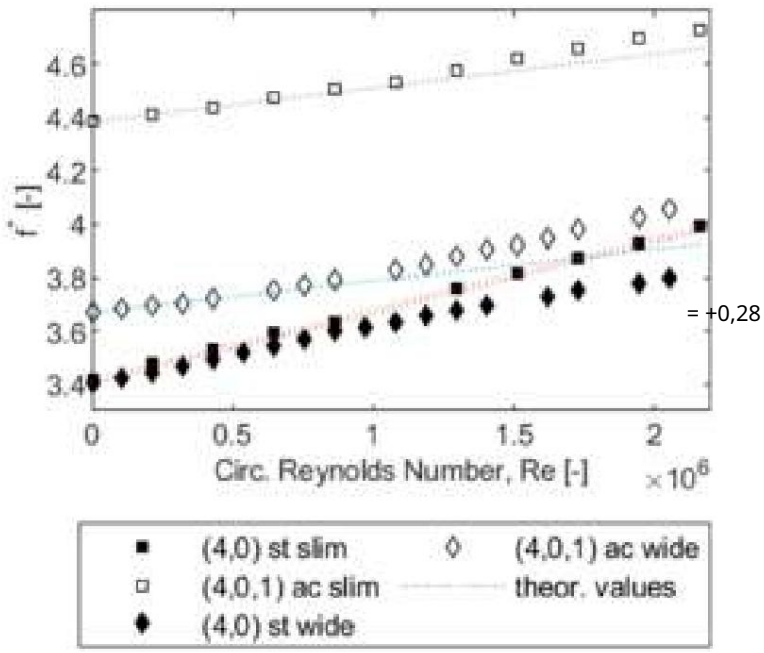


Рис. 11. Нормированные собственные частоты прямых волн пары мод четырех узловых диаметров в воздухе при давлении 0,1 МПа для «широкой» и «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты (за теоретические значения акустических волн для установки «тонкий» и «широкий резонатор» приняты коэффициенты вращения сердечника 0,44 и 0,48 соответственно).

Machine Translated by Google

Четыре и пять пар мод узлового диаметра, которые, по оценкам, сильно связаны в установке «тонкий резонатор» (значения CP +0,28 и -0,14 соответственно, см. таблицу 2), не очень хорошо видны в результатах измерений. При вращении диска потенциал связи становится еще больше, но пики отклика доминирующих мод структуры плохо заметны и уменьшаются при определенной скорости вращения. Как показано на рисунке 12, обратная волна доминирующей в структуре моды с пятью узловыми диаметрами исчезает, как только она приближается к прямой акустической волне и, следовательно, не приближается к потенциально связанной обратной акустической доминирующей волне. То же самое происходит с прямой волной доминирующей в структуре моды с четырьмя узловыми диаметрами, которая больше не видна при числах Рейнольдса выше 2 × 106 , где она пересекает обратную волну акустической доминирующей моды (см. рисунки 8 и 9). Следовательно, она не приближается к связанной прямой волне акустической доминирующей моды. Следовательно, для испытательного стенда с «тонкой полостью» невозможно сделать никаких выводов об эффекте связи и возможном отклонении режимов мод с сильным потенциалом связи .

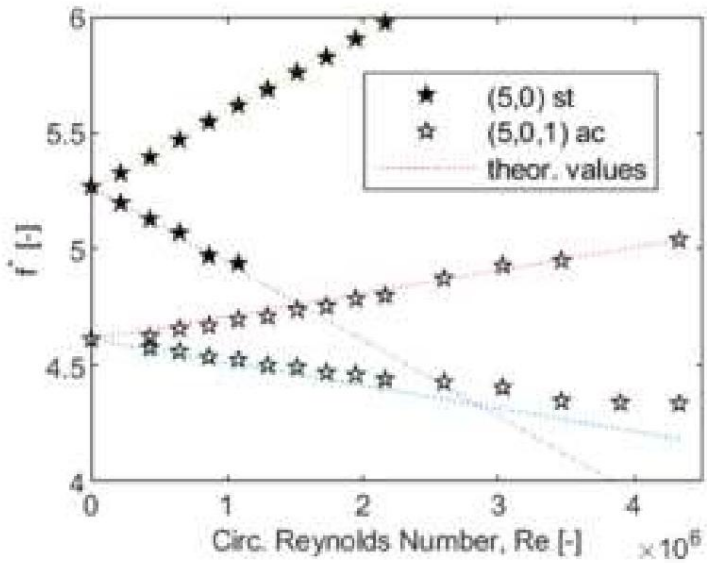


Рисунок 12. Нормированные собственные частоты пяти пар мод узлового диаметра в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты (за теоретические значения акустической волны принят коэффициент вращения ядра 0,30).

Тем не менее следует отметить, что концепция объемного течения внутри каверны, которую можно оценить по коэффициенту вращения ядра, является теоретической идеей, не существующей в реальных кавернах. Более того, результаты измерений, представленные в данной работе, характеризуются окружными числами Рейнольдса несколько меньшими, чем значения для устоявшегося объемного потока. Таким образом, большинство результатов измерений фактически классифицируются в области перехода между режимами слитого и разделенного пограничного слоя согласно [25], и применимость концепции вращения ядра требует дальнейшего изучения. Использование жидкости с более низкой кинематической вязкостью или проведение измерений с вращением диска при более высоких давлениях может стать вариантом достижения более высоких чисел Рейнольдса в будущих экспериментах.

6. Выводы и будущая работа

В первой части обобщены фундаментальные представления, необходимые для понимания формирования структурных и акустических мод и их связи в системе ротор-полость, а также рассмотрены существующие модели связи. На основе обширного обзора литературы установлен обзор эффектов сдвига частоты в роторно-полостейных системах с вращающимся диском , в том числе эффектов для несвязанных и связанных мод. Разработана процедура анализа этих эффектов сдвига частоты, которая позже применяется для анализа экспериментальных результатов.

Кроме того, предпринимается попытка количественно оценить ожидаемые эффекты взаимодействия путем установления силы связи и параметра потенциала связи.

Machine Translated by Google

Во второй части работы представлены результаты измерений акустических и конструкционных доминирующих мод, включая серию испытаний с различным давлением в полости и одним с разной скоростью вращения диска. Для последнего развитие нападающего и Для каждой моды продемонстрирована обратная бегущая волна. Все пары возбужденных мод в тесте установки, по крайней мере, слабо связаны в воздухе, т. е. наблюдаются сдвиги частот, которые не могут быть объяснить «несвязанными эффектами мод», такими как добавленная масса, скорость звука и эффект жесткости, но указывают на дополнительный эффект сцепления. Однако гипотеза А. больший эффект связи (больший сдвиг частоты) для более сильно связанных мод не может быть последовательно подтвержден. При изменении скорости вращения диска разница частот между связанные моды и, следовательно, их потенциал связи можно дополнительно варьировать. Однако ожидаемый эффект связи наблюдается не для всех пар мод. Только четыре узловых диаметра пара мод в «широком резонаторе» демонстрирует сильный эффект связи. Видно изменение режима, т. е. с увеличением скорости вращения диска связанные моды сближаются, и затем разворачивайтесь, а не пересекайтесь.

В целом результаты измерений структурно-доминантных мод хорошо согласуются с теоретическими предсказаниями. Однако измеренные акустические доминирующие моды не всегда обнаружива ожидаемое теоретическое поведение. Требуются дальнейшие исследования, чтобы выяснить, действительно ли основные предположения о вращении ядра применимы к условиям течения в полости во время измерения. Для будущих исследований может быть предложена другая жидкость или более высокое давление. считается, что он обеспечивает более высокие числа Рейнольдса и дополнительно подтверждает концепцию объемного потока. а также изучить влияние пограничного слоя. Кроме того, влияние малых вскрытие полости требует дальнейшего исследования.

Следующим важным шагом в направлении этого исследования будет изучение затухания связанные акустические и структурные доминирующие моды, поскольку резонансов не всегда можно избежать а коэффициент демпфирования определяет амплитуды реакции системы и, следовательно, риск повреждения материала рабочего колеса. В конечном итоге перенос результатов на реальные машины необходимо доказать. Однако эта работа представляет собой важный шаг на пути к лучшему пониманию эффектов акустоупругой связи в боковых полостях центробежных компрессоров. в различных условиях эксплуатации.

Вклад автора: Концептуализация, ТУ; Курирование данных, ТУ; Формальный анализ, ТУ; Финансирование приобретение, БД; Расследование, ТУ; Методика, ТУ; Наблюдение, БД; Визуализация, ТУ; Письменность – первоначальный вариант, ТУ; Написание — рецензирование и редактирование, БД. Все авторы прочитали и согласились. опубликованный вариант рукописи.

Финансирование: Этот проект финансируется Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG). Авторы выражают благодарность на финансовую поддержку по проекту № 429153912.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; при сборе, анализе или интерпретации данных; при написании рукописи или в решении опубликовать результаты.

Номенклатура

б	Толщина диска/крыльчатки, м
с	скорость звука, м/с
$_{в}$ $_{ж}$	коэффициент трения
КП	параметр потенциала связи
CS	параметр силы сцепления
	частота, 1/с
$фф = \frac{ж}{фр\ ф}$	нормированная частота относительно частоты fre f = fst,2,0(воздух, 0,1 МПа, 295 К)
$f = \frac{f\ \ f0}{f0}$	относительное изменение частоты относительно частоты f0 = f(0,1 МПа)

Machine Translated by Google

$\phi\Omega_м$	частота вращения вращающегося диска, 1/с
$\Gamma = к0\ \frac{с}{р\text{-}д}$	безразмерная ширина осевого зазора полости
	коэффициент вращения ядра
л	характерная длина, м
м	масса, кг
(m, n)	число узловых диаметров, узловых кругов структуры (доминантного) режима
(p, q,r)	количество узловых диаметров, узловых окружностей, осевых узлов акустической (доминантной) моды
р	радиус, м
Re	окружное число Рейнольдса
с	ширина осевого зазора полости, м
налог	цилиндрическая часть рабочего пространства, м
ты	окружная скорость диска/крыльчатки, м/с
в	скорость, м/с
Ом	скорость вращения диска, 1/мин
(πα)p,q	безразмерные решения первой производной функции Бесселя для (p,q)
	акустический режим
ν	кинематическая вязкость жидкости, м2/с
ρ	плотность, кг/м3

Индексы

———	акустический (доминирующий)
в, ср ., кр	полость, передняя полость, задняя полость
корр.	исправленный
д	диск
е	возбуждение
ж	жидкость
с	система
ул.	структура (доминирующая)
тотал	общий
———	несвязанный

Ссылки

1. Лэмб, Х.; Саутвелл, Р.В. Колебания вращающегося диска. Учеб. Р. Сок. А 1921, 99, 272–280.
2. Саутвелл Р.В. О свободных поперечных колебаниях однородного круглого диска, зажатого в его центре; и на эффектах вращения. Учеб. Р. Сок. А 1922, 101, 133–153.
3. Кэмпбелл В. Защита дисковых колес паровых турбин от осевой вибрации; Компания General Electric: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1924 год.
4. Эверсман, В.; Додсон, Р.О.-младший. Свободная вибрация вращающегося круглого диска с центральным зажимом. AIAA J. 1969, 7, 2010–2012. [Перекрестная ссылка]
5. Эвинс, Д. Д. Вибрационные характеристики узлов лопастных дисков. Дж. Мех. англ. наук. 1973, 15, 165–186. [Перекрестная ссылка]
6. Ирретье, Х. Естественные и вынужденные колебания колесного диска. Дж. Звук Виб. 1983, 87, 161–177. [Перекрестная ссылка]
7. Ирретье, Х. Эксперименты и расчеты по вибрации вращающихся радиальных рабочих колес. Дж. Виб. Акуст. Стресс Надежный. 1988, 110, 137–142. [Перекрестная ссылка]
8. Тайлер, Дж. М.; Софрин, Т.Г. Исследования шума осевых компрессоров; № 620532. SAE Trans. 1962, 70, 309.
9. Эрих Ф.Ф. Акустические резонансы и многократный чистый тональный шум во входных отверстиях турбомашин. Дж. Инж. Власть 1969, 91, 253–262. [Перекрестная ссылка]
10. Эйзингер Ф.Л. Акустическая усталость рабочих колес вращающихся машин. Дж. Пресс. Судно. Технол. 2002, 124, 154–160. [Перекрестная ссылка]
11. Эйзингер, Флорида; Салливан Р.Э. Акустическая структурная усталость дисков рабочего колеса: краткое примечание. Турбо Экспо Пауэр Земля Море Воздух 2002, 3610, 1063–1069.
12. Магара Ю.; Мицухиро, Н.; Казуюки, Ю.; Наахико, Т.; Тецуя, К. Собственные частоты рабочих колес центробежных компрессоров для высоких частот. Применение плотного газа. ASME Int. Мех. англ. Конгресс Экспо. 2008, 48661, 107–114.
13. Магара Ю.; Ямагучи, К.; Миура, Х.; Такахаши, Н.; Нарита, М. Сдвиг собственной частоты в рабочем колесе центробежного компрессора для Применение газа высокой плотности. Я. Турбомах. 2013, 135, 011014. [CrossRef]
14. Бейров, Б.; Кюхорн, А.; Фигашевский, Ф.; Нипкау, Дж. Влияние неправильной настройки и демпфирования на вынужденную реакцию компрессора. Блисковый ротор. ASME Turbo Expo 2015: Техническая конференция и выставка турбин. Являюсь. Соц. Мех. англ. Цифра. Собирать. 2015, 56772, В07БТ32А001.
15. Генрих, ЧР; Кюхорн, А.; Стефф, К.; Петри, Н. Обобщенная модель для аппроксимации связанных акустомеханических Собственные частоты в центробежных компрессорах высокого давления. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2021, 143, 071022. [CrossRef]
16. Генрих, ЧР; Унглаубе, Т.; Бейроу, Б.; Бриллерт, Д.; Стефф, К.; Петри, Н. Суррогатные модели для прогнозирования коэффициентов затухания в Связанные акустоупругие системы ротор-полость. В материалах ASME Turbo Expo 2021: Техническая конференция по турбинам и Экспозиция онлайн, 7–11 июня 2021 г. GT2021-58835.

Machine Translated by Google

17. Хеллмих, Б.; Сеуме, Дж. Р. Причины акустического резонанса в высокоскоростном осевом компрессоре. ASME Turbo Expo 2006: Мощность для Земля, Море и Воздух. Являюсь. Соц. Мех. англ. Цифра. Собирать. 2006, 4241, 377–387.
18. Кениг С. Собственные акустические моды в боковых полостях центробежных компрессоров. Turbo Expo Power Land Sea Air 2009, 48876, 547–557.
19. Петри, Н.; Кениг, С.; Бенра, Ф.-К. Влияние закрученного потока в боковых полостях центробежного компрессора высокого давления на характеристики возбуждаемых акустических мод. Turbo Expo Power для суши, моря и воздуха. Являюсь. Соц. Мех. англ. 2012, 44748, 627–639.
20. Эккерт, Л. Трещины, вызванные многоцикловой усталостью на крыльчатках радиальных вентиляторов, вызванные аэроупругими самовозбуждающимися вибрациями крыльчатки: Часть I — история болезни, анализ первопричин, измерения вибрации. Международные инженерно-технические конференции по проектированию и Конференция по компьютерам и информации в инженерии. Являюсь. Соц. Мех. англ. 1999, 19777, 1135–1146.
21. Барабас, Б.; Стефан, К.; Себастьян, С.; Фридрих-Карл, Б.; Ханс-Йозеф, Д.; Дитер, Б. Экспериментальное и численное определение распределения давления и скорости внутри полости ротора-статора при очень высоких окружных числах Рейнольдса. В материалах 11-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.
22. Барабас, Б.; Дитер, Б.; Ханс-Йозеф, Д.; Фридрих-Карл, Б. Идентификация связанных собственных частот на испытательном стенде ротор-статор для различных свойств газа. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.
23. Барабас, Б.; Дитер, Б.; Ханс-Йозеф, Д.; Фридрих-Карл, Б. Демпфирование акустических доминирующих мод на аэроакустической испытательной установке, представляющей собой упрощенную геометрию радиального компрессора высокого давления. Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха. Являюсь. Соц. Мех. англ. 2018, 51159, V07CT36A018.
24. Нортон, член парламента; Фредерик, CN « Основы анализа шума и вибрации для инженеров»; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 1998 год.
25. Дейли, ДВ; Нече, Р.Э. Влияние размеров камеры на наведенный поток и сопротивление трения закрытых вращающихся дисков. Дж. Базовый англ. 1960, 82, 217–230. [Перекрестная ссылка]
26. Гюлих Я. Ф. Дисковые потери на трение закрытых рабочих колес турбомашин. Форш. Я инж. 2003, 68, 87–95. [Перекрестная ссылка]
27. Сигрист, Ж.-Ф.; Дэниел, Б.; Кристиан, Л. Динамический анализ ядерного реактора с взаимодействием жидкости и конструкции: Часть i: Сейсмическая нагрузка, эффекты добавленной жидкости жидкости и дополнительной жесткости. Нукл. англ. Дес. 2006, 236, 2431–2443. [Перекрестная ссылка]
28. Фэи, Ф.Дж. Вибрация содержащих конструкций под действием звука в содержащейся жидкости. Дж. Звук Виб. 1969, 10, 490–512. [Перекрестная ссылка]
29. Барабас, Б.; Фридрих-Карл, Б.; Нико, П.; Дитер, Б. Экспериментальное поведение демпфирования сильно связанной структуры и акустических мод вращающегося диска с боковыми полостями. В материалах ASME Turbo Expo 2021: Техническая конференция и выставка турбин, онлайн, 7–11 июня 2021 г.; GT2021-58782.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Акустоупругие моды в системах ротор-полость: обзор эффектов сдвига частоты, подтвержденных измерениями

Тина Унглаубе * и Дитер Бриллерт

Кафедра турбомашиностроения, Университет Дуйсбург-Эссен, 47057 Дуйсбург, Германия; Dieter.brillert@uni-due.de
* Адрес для переписки: tina.unglaube@uni-due.de

Аннотация: С увеличением плотности жидкости в центробежных компрессорах взаимодействию жидкости со структурой и связанным акустоупругим режимам уделяется все больше внимания во избежание отказа машины. Помимо вибрационного поведения рабочего колеса, для обеспечения безопасной и надежной работы необходимо учитывать акустические моды, возникающие в боковых полостях. В связанной системе эта структура и акустические доминирующие моды влияют друг на друга. Таким образом, на основе данных литературы создается всесторонний обзор эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость. Кроме того, представлены результаты экспериментов по изучению связанных пар мод на испытательном стенде ротор-полость с вращающимся диском в различных условиях эксплуатации. Результаты измерений доминирующих в структуре мод хорошо согласуются с теоретическими предсказаниями. Для каждой моды показано развитие прямой и обратной бегущей волны при вращении диска. Проведенные эксперименты показывают появление слабо и сильно связанных пар мод, поскольку наблюдаются частотные сдвиги, которые нельзя объяснить исключительно «эффектами несвязанных мод», такими как добавленная масса, скорость звука и эффект жесткости, но указывают на дополнительный эффект связи. Однако гипотеза о большем сдвиге частоты для более сильно связанных мод не может быть последовательно подтверждена. Только для сильно связанной пары мод с четырьмя узловыми диаметрами в установке «широкая полость» отчетливо виден эффект связи в виде изменения моды.

Ключевые слова: система ротор-полость; акустоупругие режимы; муфта; взаимодействие жидкости со структурой

Цитирование: Унглаубе, Т.; Бриллерт, Д. Акустоупругие моды в Системы ротор-резонатор: обзор эффектов сдвига частоты, подтвержденных измерениями. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 15. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020015 .

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 26 января 2022 г.
Принято: 4 мая 2022 г.
Опубликовано: 6 мая 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.

Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons

Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Центробежные компрессоры применяются для широкого спектра промышленных применений, включая сжатие газа в химической промышленности, добычу и сжижение природного газа, повышение нефтеотдачи, а также улавливание и хранение углерода. Требуемое давление нагнетания постоянно увеличивается, как и плотность жидкости внутри машин, увеличивая силы, действующие на рабочее колесо. Помимо вибрационного поведения рабочего колеса, которое широко изучалось в течение последних десятилетий, необходимо понять взаимодействие жидкости со структурой. В настоящее время общеизвестно, что собственные частоты рабочих колес компрессора смещаются из-за увеличения плотности газа окружающей жидкости. Более того, акустические моды , возникающие в боковых полостях радиальных компрессоров, оказались еще одним потенциальным источником многоцикловой усталости. Недавние исследования предполагают, что акустические режимы и режимы вибрации диска влияют друг на друга, что приводит к дальнейшим сдвигам частот в связанных системах ротор-полость.
Однако эти эффекты еще не до конца понятны. Чтобы обеспечить безопасную и надежную конструкцию и избежать отказа машины во время работы, необходимо точно спрогнозировать эти связанные собственные частоты, а также дополнительно изучить механизм возбуждения и демпфирования .

Системы ротор-полость, состоящие из вращающегося диска в полости, заполненной жидкостью, представляют собой упрощенную модель центробежных компрессоров для целей фундаментальных исследований. Таким образом, на основе результатов, опубликованных в литературе, создается всесторонний обзор эффектов сдвига частоты в акустоупругих системах ротор-полость . Это обеспечивает прочную основу для теоретического понимания темы, которое затем подкрепляется измерениями

Machine Translated by Google

данные. Для этого на кафедре турбомашиностроения университета Дуйсбург-Эссен (Германия) был создан стенд роторно-полости, демонстрирующий возникновение связанных акустоупругих мод. Это позволяет исследователям систематически собирать и оценивать экспериментальные данные о взаимодействии ротора с жидкостью и формировании связанных акустических и структурных доминирующих мод, варьируя различные влияющие параметры независимо друг от друга. Благодаря этому достигается более глубокое понимание эффектов связи и сдвига частоты в системах ротор-полость.

2. Обзор литературы

Некоторые из самых ранних работ по вибрации диска в турбомашинах были проведены Ламбом и Саутвеллом (1921) [1] и Саутвеллом (1922) [2], анализирующими вибрации вращающегося круглого диска. Несколько лет спустя Кэмпбелл (1924) [3] опубликовал свое фундаментальное исследование по вибрационному возбуждению вращающихся турбомашин, установив тем самым так называемую диаграмму Кэмпбелла. До сегодняшнего дня он остается широко используемым инструментом, позволяющим избежать потенциальных вибрационных резонансов, которые могут привести к выходу машины из строя. В дальнейшем было проведено множество исследований по анализу вибрационного поведения вращающихся дисков и рабочих колес компрессоров. Например, Эверсман и Додсон (1969) [4] опубликовали техническую заметку о свободной вибрации вращающихся круглых дисков с центральным зажимом и представили аналитическое решение уравнения собственных значений как функции отношения ступицы к диску для различной жесткости вращения. параметры и формы мод. Эвинс (1973) [5] опубликовал аналитическое и экспериментальное исследование вибрационных характеристик настроенных и расстроенных узлов лопастного диска, подчеркнув важность рассмотрения всего узла лопастного диска, а не диска и лопастей по отдельности. Ирретье [6,7] исследовал собственные и вынужденные колебания колесного диска и создал численную модель для расчета собственных частот и формы колебаний системы , а затем провел эксперименты и расчеты по вибрациям вращающихся радиальных рабочих колес, которые были в хорошее согласие.

Одно из первых фундаментальных исследований аэроакустических источников возбуждения в турбомашинах было опубликовано Тайлером и Софрином (1962) [8]. Они определили взаимодействие ротор-статор как важный механизм генерации шума и обнаружили, что как вращающийся ротор сам по себе, так и взаимодействие ротор-статор создают вращающиеся структуры давления. С тех пор эти режимы вращения называются режимами Тайлера-Софрина. Эрих (1969) [9] разработал аналитическую модель кольцевой акустической полости, чтобы сделать вывод о собственных частотах акустических мод в полости. Он используется для анализа экспериментальных данных турбомашины в диапазоне скоростей вращения и объяснения резонансных пиков при сверхзвуковых и дозвуковых скоростях колеса. Среди более поздних публикаций Эйзингер (2002) [10] и Эйзингер и Салливан (2002) [11] посвящены акустически вызванной усталости рабочих колес вращающихся машин. Обсуждается взаимодействие структурных и акустических мод, которое в конечном итоге может привести к разрушению конструкции рабочего колеса. Это становится особенно важным для рабочих колес, работающих в жидкостях с высокой плотностью, где вибрация диска и акустические режимы больше не могут рассматриваться отдельно, а должны анализироваться как связанная система. Публикации Магары [12,13] представляют особый интерес в этой причинно-следственной цепочке, поскольку в них обсуждаются структурные частоты радиальных компрессоров в среде высокой плотности. Для объяснения последующего явления сдвига частоты для невращающегося и вращающегося диска из-за связи мод созданы две аналитические модели . Экспериментальные результаты хорошо согласуются с численными. Бейроу и др. (2015) [14] изучали влияние расстройки на блиск компрессора высокого давления в состоянии покоя в отношении режимов вибрации конструкции и коэффициентов демпфирования. Проанализирован вынужденный отклик и обнаружено, что с учетом эффектов аэроупругой связи демпфирование конструкции в целом увеличивается, а отклик уменьшается. Основываясь на других теоретических моделях, Heinrich et al. (2020) [15] предложили обобщенную модель для аппроксимации связанных акустомеханических собственных частот в центробежных компрессорах высокого давления, которая позже была расширена для учета эффектов демпфирования (Heinrich et al. (2021) [16]). В последнем случае результаты модели дополнительно сравниваются с экспериментальными данными, что дает превосходное согласие относительно предсказанных собственных частот и приемлемое согласие относительно коэффициентов затухания.

Machine Translated by Google

Примеры аэроакустического возбуждения в промышленных турбомашинах приведены, например, в работе Hellmich and Seume (2006) [17], где акустический резонанс в четырехступенчатом осевом компрессоре объясняется с помощью упрощенной модели винтовых акустических мод, а также Кениг (2009) [18] и Петри и др. (2012) [19], исследовавшие акустические собственные моды в боковых полостях промышленного центробежного компрессора. Их установка включает в себя одну полную ступень компрессора, от впускных направляющих лопаток до обратных направляющих лопаток. Другой случай фактической многоцикловой усталости в промышленном компрессоре, возможно, вызванный аэроупругим возбуждением, описан Эккертом (1999) [20], подчеркивающим, что проблема взаимодействия жидкости и конструкции в турбомашинах представляет собой существенную проблему в реальных приложениях.

Настоящая статья основана на предыдущей работе исследовательской группы на кафедре турбомашиностроения UDE, направленной на сбор базовых экспериментальных данных о взаимодействии ротора с жидкостью. Барабас и др. (2015) [21] подробно представили испытательный стенд и измерительную аппаратуру и представили первые измерения профиля скорости, указывающие на турбулентный поток с высокими числами Рейнольдса внутри полости. Барабас и др. (2017) [22] представили сдвиги частот в сторону более высоких и низких частот для двух мод связанной пары мод при изменении давления в полости. Кроме того, были выявлены мешающие влияния пересекающихся мод. Барабас и др. (2018) [23] затем сосредоточили внимание на демпфировании слабосвязанных акустических доминирующих мод, которое, как было обнаружено, уменьшается с увеличением давления жидкости, и установили связь коэффициента демпфирования, кинематической вязкости и собственной частоты акустической режимы.

Показано, что структурно-акустическая связь мод в системах ротор-полость представляет собой сложную область исследований, в которой необходимо учитывать множество взаимодействующих эффектов. Некоторые публикации посвящены некоторым из этих эффектов, но до сих пор ни одна из них не раскрыла их в целом. Эта статья способствует более глубокому пониманию взаимодействия всех соответствующих эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость и, таким образом, усилиям по предотвращению резонансов в центробежных компрессорах, которые в конечном итоге могут привести к выходу из строя компонентов турбомашин.

3. Теория частотных сдвигов в системах ротор-резонатор 3.1. Система ротор-полость

Система ротор-полость (или ротор-статор) состоит из рабочего колеса, вращающегося внутри неподвижной полости. Его можно использовать как упрощенную модель рабочих колес турбомашины в корпусе. Вращающийся диск делит объем жидкости на две отдельные полости, подобные боковым полостям , например, в центробежных компрессорах. Отношение ширины осевого зазора s полости к радиусу диска rd является характерным размером, описывающим полость, называемым безразмерной шириной осевого зазора G.

$$Г = р\text{-}\frac{с}{д} \quad (1)$$

Между модами вибрации диска и акустическими модами внутри заполненного жидкостью

В полостях взаимодействие жидкости со структурой происходит, если существует результирующая сила, действующая от одной к другой.

Эти взаимодействия проявляются в форме структурных мод диска, находящихся вне плоскости, и колебаний давления жидкости, которыми действительно можно пренебречь, только если диск вращается в вакууме. Структурные и акустические моды дополнительно влияют друг на друга, если связана определенная пара мод. Это приводит к дальнейшему сдвигу частоты. В случае связи моды называются структурными и акустическими доминирующими модами.

3.2. Несвязанная структура/колебательные

режимы диска Форма мод колебаний диска, также называемых структурными модами, характеризуется числом узловых диаметров (диаметральных мод или окружного порядка) m и количеством узловых кругов (или радиального порядка) n. Для вращающегося диска резонанс между собственной частотой fm,n одной из его дисковых мод и частотой возбуждения fe,st возникает при совпадении последней с частотой вращения прямой или обратной бегущей волны дисковой моды следующим образом : 3]:

$$fe,st = fm,n \pm m \times f\Omega \quad (2)$$

Machine Translated by Google

= ± ×

Ом

где fΩ — частота вращения вращающегося диска.

Собственные частоты диска fm,n незначительно увеличиваются с увеличением скорости вращения диска Ω из-за ужесточения действия поля центробежных сил [7]. Этот эффект можно аппроксимировать (как, например, в [2]), но зачастую он достаточно мал, чтобы им можно было пренебречь [7].

Для расстроенного диска, т. е. неосесимметричного диска, для одной моды диска существуют две собственные частоты. Однако для практических приложений этим разделением частот часто можно пренебречь [7]. В целом, вышеупомянутые соображения также применимы и к вращающимся рабочим колесам. Тем не менее, ошибка настройки из-за геометрических неравномерностей становится более вероятной для более сложной геометрии рабочего колеса [5]. Такая расстройка приводит к появлению более нерегулярных и сложных форм мод и большему количеству резонансов, чем в эквивалентных настроенных си

3.3. Несвязанные акустические/полые

моды В полости, заполненной жидкостью, могут формироваться акустические моды (или моды полости), которые представляют собой колебания давления. Во вращающихся машинах эти акустические волны возбуждаются потоком через машину и могут усиливаться за счет вращения крыльчатки [10]. Как и структурные моды, акустические моды характеризуются числом узловых диаметров p, узловых окружностей q и, кроме того, осевых узлов r. Частоту акустической моды (p,q) внутри цилиндра можно рассчитать следующим

= образом [24]: ( ), (πα)p,q c

$$f_{p,q} = \frac{}{2\ 2\pi\ гц} \quad (3)$$

( ),

где (πα)p,q — безразмерные решения первой производной функции Бесселя для акустической моды (p,q) (см. рисунок 1). Из уравнения (3) мы видим, что собственная частота акустической моды линейно зависит от скорости звука c в жидкости и, следовательно, от свойств жидкости. Например, увеличение давления жидкости вызывает сдвиг собственной частоты акустических мод. В дальнейшем это будет называться эффектом скорости звука . Изменение радиуса полости rc приводит также к изменению акустической частоты; однако согласно этой модели в уравнении (3) изменение ширины осевого зазора не влияет.

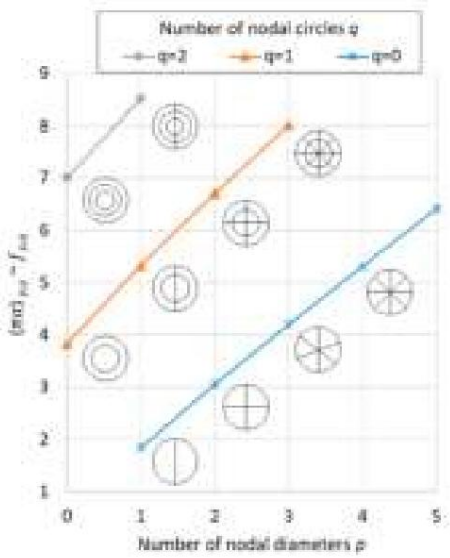


Рис. 1. Безразмерные решения функций Бесселя для акустических частот внутри цилиндра и соответствующие формы колебаний для различного числа узловых диаметров и узловых окружностей.

Machine Translated by Google

В системе ротор-статор вращение диска приводит к вращению жидкости внутри полости. Эти картины течения влияют на формирование акустических мод и могут быть описаны в зависимости от окружного числа Рейнольдса Re, которое определяется следующим образом:

$$Re = \frac{u L}{\nu} = \frac{2\pi Ом r_d^2}{\nu} \quad (4)$$

где u — окружная скорость, L — характерная длина, ν — кинематическая вязкость жидкости. Широко используемая модель течения в полости ротора-статора Дейли и Несе (1960) [25] различает четыре режима течения, два из которых турбулентные, имеющие либо слитые, либо разделенные пограничные слои. Последнее преобладает при большей ширине полости или больших числах Рейнольдса и характеризуется центральным течением, для которого предполагается почти постоянная окружная скорость, т. е. жидкость закручивается как объемный поток.

Вращение сердечника может быть описано отношением k0 скорости жидкости vf к окружной скорости u рабочего колеса и зависит только от геометрии полости, если нет наложенного сквозного потока [26]. В случае потока с нулевой утечкой он также не зависит от радиуса и может быть оценен следующим образом [26]:

$$k0 = \frac{vf}{u} = \frac{1}{1 + \left(\frac{r_c}{r_d}\right)^2 \frac{c_f}{c_{f,d} + 5 \frac{r_c}{r_d} \frac{c_{f,case}}{c_{f,d}}}} \quad (5)$$

где rd и rc — радиус рабочего колеса и полости, Tax — цилиндрическая часть бокового пространства рабочего колеса, а c и c — коэффициенты трения рабочего колеса и f , df , корпуса корпуса соответственно. Обычно коэффициент вращения ядра принимает значение от 0,4 до 0,5, т. е. жидкость вращается со скоростью чуть меньшей половины скорости вращения диска.

Аналогично структурным модам, акустические моды, подверженные вращению ядра, образуют в полостях обратную и прямую бегущую волну, которую можно рассчитать следующим образом:

$$f_{e,ac} = f_{p,q} \pm k0 \times p \times f\Omega \quad (6)$$

3.4. Взаимодействие жидкости и конструкции

До сих пор вибрация диска и полость, заполненная жидкостью, рассматривались отдельно. Однако необходимо учитывать влияние окружающей жидкости на рабочее колесо. Особенно при увеличении давления жидкости и, следовательно, плотности, со стороны жидкости на рабочее колесо действуют значительные силы. И наоборот, внеплоскостные структурные моды также влияют на акустические. Эти эффекты называются взаимодействием жидкости со структурой, и ими нельзя пренебрегать Особый практический интерес представляет влияние повышенной плотности жидкости на рабочее колесо турбомашины, которое устраняется эффектом присоединенной массы: увеличение массы окружающей жидкости приводит к уменьшению собственных частот рабочего колеса [12,13,27], так как масса жидкости линейно зависит от плотности жидкости (и объема полости). Следовательно, хотя масса рабочего колеса не меняется, общая масса системы изменяется по мере изменения массы жидкости, действующей на рабочее колесо. Изменение собственной частоты непропорционально изменению общей массы. Однако эти взаимодействия не представляют серьезной проблемы, если не существует связи между парой акустических и структурных мод.

3.5. Муфта

Соответствующие моды необходимо сначала возбудить, чтобы возникла связь между акустической модой и модой конструкции. В то время как акустические моды возбуждаются потоком жидкости через корпус, минуя препятствия, такие как лопатки или ротор, наиболее эффективным источником вибрации рабочего колеса являются акустические моды более высокого порядка [10]. Кроме того, для установки с двумя полостями, окружающими рабочее колесо или диск, должен быть сдвиг фаз между акустическими модами в этих полостях, или, по-другому, должен существовать осевой узел (в осевом положении диска). Только тогда возникает результирующая сила жидкости, действующая на рабочее колесо. Поэтому,

Machine Translated by Google

Наибольшую возможность влияния друг на друга имеют внеплоскостные структурные (дисковые) моды и акустические (резонаторные) моды с осевым узлом .

Совместимость форм мод является необходимым условием структурно-акустической связи. Особенно это совпадение форм мод устанавливается через одинаковое число узловых диаметров (m = p) [10]. Часто предполагается, что каждая структурная мода хорошо связана только с одной акустической модой и лишь слабо со всеми остальными [10,28]. Наиболее сильное взаимодействие (или полное совпадение) происходит тогда, когда совпадают и (несвязанные) собственные частоты [10]. Однако любое соединение пары акустических и структурно-доминантных мод приводит к сдвигу их собственных частот по сравнению с несвязанными модами.

Этот эффект связи также возникает, если теоретически несвязанные собственные частоты находятся в определенной близости друг к другу. Чем ближе несвязанные собственные частоты друг к другу, тем сильнее эффект связи и, следовательно, результирующий сдвиг частоты. Согласно [10] рекомендуется минимальное разделение собственных частот на 25 %, чтобы считать моды несвязанными. В [11] степень структурно-акустической связи выражается коэффициентом связи, который равен нулю в случае несвязанных систем. Небольшая масса рабочего колеса или тонкая полость увеличивают связь, а большая масса диска и более широкая цилиндрическая полость способствуют более слабой связи [11].

Однако следует отметить, что для реальных рабочих колес турбомашин или расстроенных лопаточных дисков каждая возбужденная мода диска содержит компоненты многих диаметральных порядков мод. Следовательно, возбуждение m-порядка может возбуждать не только чистую моду m-узлового диаметра, но и большинство других мод [5].

3.6. Существующие модели сдвига

частоты Одной широко используемой математической моделью, направленной на объяснение эффектов связи в системах ротор-полость, является модель Магара и др. (2008) [12], основанный на исследовании частотных сдвигов рабочих колес центробежных компрессоров в системах с газом высокой плотности

Модель сдвига частоты состоит из параболы, открывающейся вверх (левая часть уравнения (7)) и прямой линии с положительным наклоном (правая часть уравнения (7)), если на графике указан квадрат системной частоты f. ось X (см. рисунок 2).

$$\left(f^2_{1,uc}\right)^2 - \left(f^2_c\right)\left(f^2_{2,uc}\right) + \left(f^2_{2,uc}\right)^2 = 2\left(f^2_{sc}\right)\left(f^2_{2,uc}\right)\frac{\rho_f c^2}{\rho_d c^2} \quad (7)$$

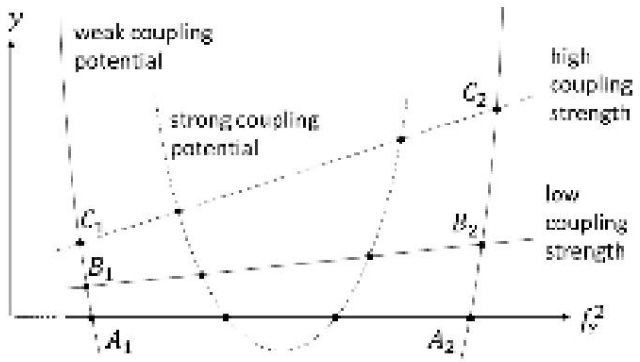


Рисунок 2. Модель взаимодействия Магара и др. (2008) [12].

Пересечения параболы с осью x (точки A) представляют собой теоретически несвязанные собственные частоты диска и жидкости. Какая из них является нижней, а какая более высокочастотной модой, зависит от геометрии и в целом не может быть установлено Поэтому они обозначаются не как акустические и структурные моды, а как $f_{1,uc}$ и $f_{2,uc}$. Разница частот между A1 и A2 указывает на потенциал связи двух мод, она тем больше, чем ближе теоретически несвязанные собственные частоты друг к другу. Прямая линия указывает на силу сцепления. Наклон увеличивается с увеличением плотности жидкости ρ_f и скорости звука c и уменьшается с увеличением плотности диска ρ_d ,

Machine Translated by Google

толщина диска b и ширина осевой полости sc. Пересечения члена силы связи с параболой (точки B и C) представляют две собственные частоты связанной системы fs . При увеличении силы связи пересечения смещаются вверх и наружу, т. е. частота низкочастотной моды уменьшается (от B1 до C1) , а частота высокочастотной моды увеличивается (от B2 до C2). Этот сдвиг частоты тем больше, чем больше увеличивается сила связи (чем больше ее наклон) и чем ближе теоретически несвязанные моды друг к другу, т. е. чем больше потенциал связи. Последний эффект можно проиллюстрировать, сравнивая частотные сдвиги случаев со слабым (сплошная парабола) и сильным потенциалом связи (пунктирная парабола).

3.7. Обзор явлений сдвига частоты в системе ротор-полость

На основе всестороннего обзора структурных и акустических режимов, а также их взаимодействия и связи между жидкостью и структурой, приведенных в предыдущих параграфах, ниже представлен обзор эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость (рис. 3).

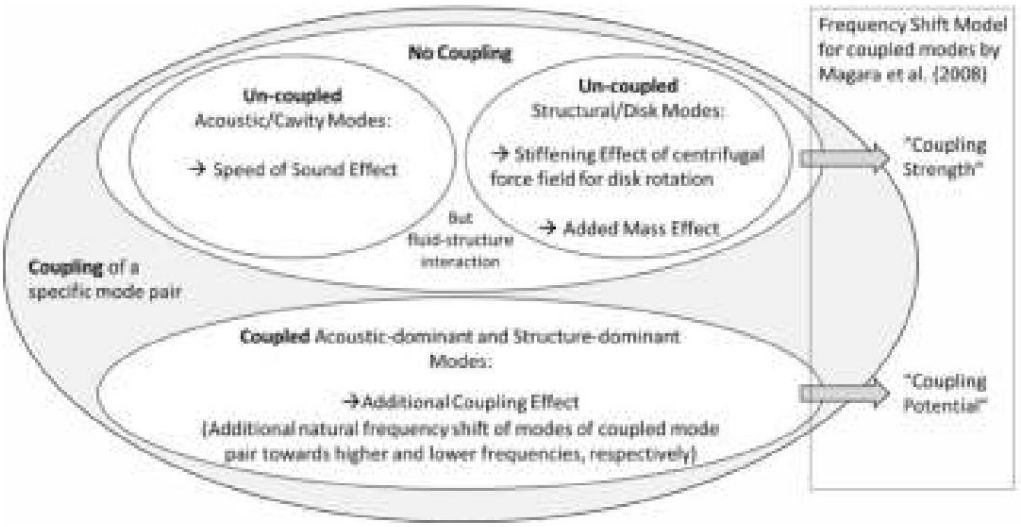


Рисунок 3. Обзор эффектов сдвига частоты в системах ротор-полость [12].

Во-первых, существуют эффекты несвязанных мод, которые возникают независимо от любого взаимодействия конкретной пары мод, т. е. их можно наблюдать как для , как для несвязанных, так и для связанных мод: Эффект скорости звука относится к сдвигу собственной частоты акустической моды, если скорость звука изменяется из-за изменения свойств жидкости. Кроме того, для вращающихся рабочих колес можно наблюдать эффект ужесточения поля центробежных сил, что приводит к небольшому сдвигу структурной частоты вверх при более высоких скорос Учитывая эффекты взаимодействия жидкости со структурой, которые имеют особое значение при более высоких плотностях жидкости, окружающей рабочее колесо, эффект добавленной массы играет важную роль. Это приводит к уменьшению частот диска при увеличении массы окружающей жидкости.

В модели взаимодействия Магары [12] эти эффекты обозначаются термином « увеличение связи с окружающей жидкостью». В силе модели сцепления Магары ». Если две связи». Если две конкретные моды связаны, возбуждается мода со схожей формой моды и конкретные моды связаны, то есть структура и акустическая доминанта охватываются термином «сила собственными частотами, находящимися в определенной близости друг к другу, это добавляет дополнительные частотные сдвиги: для пары связанных мод одна собственная частота смещается в сторону более высоких, другая — в сторону более низких частот, по сравнению с их несвязанными аналогами. Это называется эффектом связи. Чем меньше разность частот несвязанных мод, тем больше эффект связи и, следовательно, сдвиг частоты, который он вызывает. В модели связи Магары [12] эти частотные сдвиги реализуются. У Магары используется термин «потенциал связи». эти сдвиги частоты обозначаются термином «связь». На основании этого можно предположить следующее:

, Любой сдвиг частоты, который не является потенциальным. вызванный добавленной массой, скоростью звука или эффектом жесткости (для несвязанных структурных или акустических мод), указывает на дополнительный эффект связи. Связанные моды тогда называются структурно-доминантными и акустически-доминантными модами.

Machine Translated by Google

Когда разность частот между двумя связанными модами уменьшается, например , в результате изменения свойств жидкости или скорости вращения, две моды сближаются.
Однако в ряде случаев они не пересекаются (нет резонанса), а снова расходятся и приближаются к теоретически несвязанной частотной траектории другой моды. Это отклонение частоты называется изменением моды и сообщается, например, в [27,29].

4. Экспериментальная установка и методика

4.1. Испытательная установка и приборы

Экспериментальные результаты, представленные в данной статье, получены на испытательном стенде роторной полости кафедры турбомашиностроения Университета Дуйсбург-Эссен, Германия, представленном в [21–23]. Стенд состоит из плоского вращающегося диска постоянной ширины b в цилиндрическом неподвижном корпусе, образующего две заполненные жидкостью полости, соединенные между собой небольшим радиальным зазором. Эскиз испытательного стенда, включая некоторое измерительное оборудование, представлен на рисунке 4. Эта установка представляет собой упрощенную модель боковых полостей радиальных компрессоров.

Ширина осевого зазора передней и задней полости sc f и scr соответственно может регулироваться независимо. Для проведенных экспериментов наложенное сквозное течение в полостях отсутствует. Диск установлен на валу, соединенном с бесступенчатым быстроходным электроприводом через магнитную муфту. Различные газы можно подавать в испытательный стенд из камеры предварительного смешивания, что позволяет варьировать параметры жидкости. Скорость вращения диска Ω можно изменять, а окружные числа Рейнольдса могут достигать 2 × 108 при использовании CO2 на максимальной скорости.

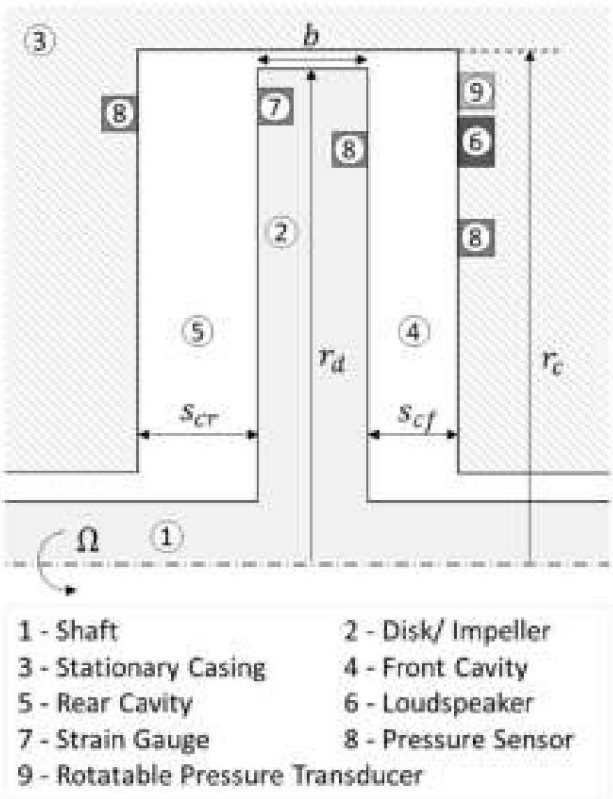


Рисунок 4. Установка испытательного стенда и измерительное оборудование.

Источники возбуждения в реальных турбомашинах, такие как взаимодействие ротор-статор, отсутствуют на испытательном стенде из-за его упрощенной (безлопастной и беслопастной) геометрии. По этой причине в корпусе передней полости установлен громкоговоритель. Он способен возбуждать как акустические, так и структурно-доминантные моды в передней и задней полостях. Возбуждение частота задается генератором волн, подключенным к усилителю и регулируется независимо от других параметров. Геометрия испытательного стенда спроектирована таким образом, чтобы по крайней мере одна пара

Machine Translated by Google

акустические и структурные моды с одинаковым числом узловых диаметров связаны в условиях окружающей среды.

При интерпретации результатов следует обратить внимание на то, что полость, в которой проводятся измерения, не является полностью закрытой. В передней полости имеются два небольших отверстия: одно на внешнем радиусе и одно на внутреннем. Хотя клапаны в соединительных трубах закрыты, так что не происходит притока или оттока в полость или из нее, эти отверстия могут влиять на распространение и отражение акустических волн внутри полости. В будущих экспериментах результаты для полностью закрытой полости и текущей установки будут сравниваться, чтобы лучше понять этот вопрос. Однако боковые полости в реальных турбомашинах также не являются полностью закрытыми, так что установка в данной работе может даже представлять собой более реалистичный случай, чем случай идеально герметичной полости.

Для измерения акустических мод, возникающих в виде локальных колебаний давления, стенд оборудован двумя датчиками давления в передней и задней полости, а также одним на диске. Для обнаружения структурных мод в виде вибрации диска на диске установлены два тензодатчика. Для идентификации формы мод предусмотрены следующие мероприятия : Число узловых диаметров возбужденной моды отслеживается с помощью дополнительного перемещаемого датчика давления, установленного в передней полости, который может вращаться на 300 градусов по окружности диска при постоянной частоте возбуждения. Чтобы определить количество узловых кругов, два датчика давления в передней полости установлены в другом радиальном положении по сравнению с датчиками в задней полости. Осевой узел обнаруживается путем определения фазового сдвига на 180 градусов между графиками давления в передней и задней полости. Кроме того, испытательный стенд и камера предварительного смешивания оснащены датчиками давления и температуры для определения термодинамических свойств жидкости.

Общая неопределенность измерительной цепи датчиков температуры определена равной ±1,8 K, а нелинейность и динамическая неопределенность датчиков давления пренебрежимо малы [29]. Однако тензорезисторы способны измерять динамические вибрации только до частоты среза 50 кГц [29]. Кроме того, электростатический шум значительно увеличивается в экспериментах с вращающимся диском, что приводит к очень низкому соотношению сигнал/шум для результатов тензорезистора. Однако на результаты датчика давления не так сильно влияют электромагнитные помехи. Поэтому функции отклика для доминирующих мод структуры также измеряются датчиками давления при вращении диска.

Измерения без вращения диска показали, что этот подход не влияет на результаты, поскольку измерения тензодатчика и датчика давления хорошо согласуются.

4.2. Экспериментальные и оценочные процедуры

При подготовке к экспериментам стенд заполняется необходимой газовой смесью до достижения заданного давления. Предполагается, что температура внутри испытательного стенда является постоянной, поскольку максимальное увеличение, вызванное трением, на 0,3% для экспериментов с высокими скоростями вращения считается незначительным.

Все эксперименты, направленные на определение модальных параметров возбуждаемых мод, проводятся посредством экспериментов по развертке частоты. Сначала задается частотный интервал и скорость развертки . Последняя выбирается достаточно малой, чтобы реакцию преобразователя можно было считать стационарной. Генератор частоты производит соответствующий гармонический сигнал, который усиливается для возбуждения громкоговорителя, выступающего в качестве источника возбуждения. Эксперименты по развертке проводятся с постоянной скоростью развертки от низких до высоких частот и поворотным датчиком давления, установленным в фиксированное положение. Каждый эксперимент по развертке частоты повторяется три раза.

Дополнительные измерения с помощью вращающегося датчика давления проводятся при постоянной частоте возбуждения для идентификации порядка режимов. Поворотный датчик давления перемещается в разные положения по окружности, где он остается в течение всего времени, в течение которого в этом положении измеряются колебания давления. Таким образом идентифицируются картины давления в окружном направлении и определяется количество узловых диаметров.
Кроме того, совместный анализ метода конечных элементов и экспериментальное испытание молотком

Machine Translated by Google

диск был проведен, чтобы иметь ссылку на модальные параметры диска
режимы вибрации.

Данные датчиков давления и тензорезисторов, записанные при развертке
эксперименты оцениваются преобразованием Фурье. Таким образом, необработанные данные
преобразуются из временной области в частотную область, и функции частотной характеристики
полученные для каждого датчика. Результаты собственной частоты получены с использованием пикового выбора.
метод. Однако, особенно для акустических доминирующих мод в установке «тонкий резонатор», многие
моды перекрываются, влияют, пересекаются и отклоняют друг друга. Кроме того, сигналы помех
влияют на измеряемую частотную характеристику, поэтому пики частоты не всегда могут быть
идентифицировано несомненно.

4.3. Проведенные эксперименты

Эксперименты проводятся с двумя различными геометрическими установками. У обоих сзади
Полость имеет безразмерный осевой зазор шириной 0,1. Ширина передней полости в «широком»
Установка «полость» симметрична задней полости, а для «тонкой полости» она имеет безразмерную
ширину осевого зазора 0,025. Как показано ниже, передняя полость представляет собой
«доминантный», определяющий формирование акустических (доминантных) мод, вероятно, потому, что
здесь находится источник возбуждения.

Проводятся различные серии экспериментов с целью выявления естественных сдвигов частоты.
из-за различных эффектов, теоретически обсужденных заранее. В первой серии испытаний «ГАП»
представлено краткое сравнение результатов для различной ширины осевого зазора. Изменение
геометрия вызывает изменение силы сцепления за счет изменения массы жидкости, действующей на
диск. Во второй серии испытаний «ДАВЛЕНИЕ» изменяется давление жидкости в полости,
создавая силу сцепления. Плотность и скорость звука жидкости изменяются при
в то же время. Поэтому ожидается добавленная масса и скорость звуковых эффектов. Пока
первые две серии экспериментов проводятся с невращающимся диском, третья –
«ВРАЩЕНИЕ» включает в себя эксперименты с разными скоростями вращения диска, изменением
потенциал связи между модами путем изменения разности частот между ними.
Ожидается, что благодаря этому потенциал связи будет значительно увеличен, что приведет к
в гораздо более сильных эффектах связи, чем в предыдущей серии испытаний. Обзор
проведенная экспериментальная серия представлена в таблице 1.

Таблица 1. Обзор проведенных серий испытаний и ожидаемых эффектов сдвига частоты.

Серия испытаний	Описание	Измененная связь Влияние	Ожидаемый сдвиг частоты Эффект(ы) для Несвязанные режимы	Возможная дальнейшая частота Сдвиг из-за сцепления
"ЗАЗОР"	Изменение ширины осевого зазора	Изменение силы сцепления	Добавлен масс-эффект	Эффект слабой связи
"ДАВЛЕНИЕ"	Изменение давления жидкости	Изменение силы сцепления	Добавлен масс-эффект, скорость звуковой эффект	Эффект слабой связи
«РОТАЦИЯ»	Изменение скорости вращения диска	Изменение потенциала связи	Укрепляющий эффект центробежного силовое поле	Эффект связи

На основании предыдущих замечаний выдвигаются две основные гипотезы:

1. Любой сдвиг частоты, который нельзя объяснить «эффектами несвязанных мод», предположительно обусловлен
   дополнительными эффектами связи;
2. Эффект связи тем сильнее, чем ближе собственные частоты теоретически
   несвязанные моды относятся друг к другу.

Для проверки этих гипотез экспериментальные результаты в данной работе оцениваются с помощью испытуемых.
к следующему подходу:

1. Теоретические частотные сдвиги «эффектов несвязанных мод» количественно определены и измерены.
   частотные сдвиги с поправкой на их влияние;
2. Анализируются оставшиеся частотные сдвиги, которые, как ожидается, обусловлены
   Плинг эффекты».

Machine Translated by Google

4.4. Оценка эффекта связи

Для оценки эффекта связи, т.е. степени любого сдвига частоты, вызванного связью , параметр потенциала связи CP и параметр силы связи CS вводятся следующим образом:

$$\text{КП} = \frac{\text{fac} \quad \text{fst}}{\min(\text{fac}, \text{fst})\ \rho f} \tag{8}$$

$$= \text{sc f} \quad \frac{\text{c CS}}{} \tag{9}$$

Параметр потенциала связи CP представляет собой частотное разделение между связанными модами. Меньшее значение указывает на более сильную связь. Он положителен, когда акустическая доминирующая мода имеет более высокую частоту, чем структурно-доминантная, и отрицателен, если наоборот. Далее потенциал связи определяется как «сильный», когда частотное разделение между структурой и акустическими доминирующими модами составляет менее 0,3. Параметр силы сцепления CS зависит от свойств жидкости, а также геометрии полости. Оба параметра связи вместе позволяют сделать вывод о возможном эффекте связи.

4.5. Представление результатов измерений

Результаты измерений представлены следующим образом: Вместо абсолютных собственных частот fst и fac в дальнейшем используются нормированные частоты f * , являющиеся частотами относительно частоты режима структуры с двумя узловыми диаметрами в воздухе для установки «тонкая полость». , которая служит опорной частотой fr f , следующее:

$$\text{ж} \quad = \frac{\text{ж}}{\text{фр ф}} = \frac{\text{f}}{\text{fst,2,0(воздух, 0,1 МПа, 295 K)}} \tag{10}$$

Нормированные частоты f можно рассчитать для любой структурной (доминирующей) моды (m,n) и любой акустической (доминирующей) моды (p,q,r).

Для оценки сдвигов частоты отображаются относительные изменения частоты f . Это изменения частоты относительно частоты при давлении в полости 0,1 МПа следующим образом:

$$\text{f} \quad = \frac{\text{e} \quad \text{e0 e0}}{} = \frac{\text{f} \quad \text{f(0,1 МПа) f(0,1}}{\text{МПа)}} \tag{11}$$

Скорректированные относительные изменения частоты $f_{л., корр.}$ структурных мод (с поправкой на эффект добавленной массы) рассчитываются следующим образом, где mtot = md + mf — общая масса диска и жидкости вместе:

$$\text{st,corr}(\rho) = \text{fst,0} \quad \frac{\text{fst,corr}(\rho) \quad \text{fst,0} \quad \text{f}}{} = \frac{\text{fst}(\rho) \quad \frac{\text{mtot}(\rho)}{\text{fst,0 mtot,0}}}{\text{фст,0}} \tag{12}$$

Скорректированные относительные изменения частоты $f_{\text{переменный ток, корр.}}$ акустических мод (с поправкой на скорости звукового эффекта) рассчитываются следующим образом:

$$\text{fac,0ac,corr}(\rho) = \text{f} \quad \frac{\text{fac,corr}(\rho) \quad \text{fac,0}}{} = \frac{\text{fac}(\rho) \quad \frac{\text{c0}}{\text{fac,0 c}(\rho)\ \text{fac,0}}}{} \tag{13}$$

Скорректированные относительные изменения частоты $f_{л., корр.}$ и $f_{\text{переменный ток, корр.}}$ может быть рассчитана для любой структурной (доминирующей) моды (m,n) и любой акустической (доминирующей) моды (p,q,r) соответственно.

5. Результаты измерений и обсуждение.

Акустические и структурные доминирующие моды, которые могут возбуждаться на испытательном стенде в диапазоне анализируемых частот (от 150 с-1 до 1400 с-1), представляют собой моды от двух до пяти узловых диаметров с нулевыми узловыми окружностями. Согласно теории совпадения форм мод [10], потенциально связанными считаются только моды одного порядка (m = p

Machine Translated by Google

Связанные акустические доминирующие моды имеют дополнительный осевой узел (r = 1), так что - результирующая сила, действующая на диск. Для всех анализируемых пар мод, кроме пятиузловой диаметров один в «тонкой полости», акустическая доминирующая мода имеет более высокую частоту, чем доминирующий режим структуры. Это, наряду с другими характерными данными происходящего пар режимов, отображается в Таблице 2.

Таблица 2. Обзор пар возбужденных мод (с n = q = 0) на испытательном стенде UDE. Сила сцепления рассчитывается для 0,1 МПа и 295 K. Значения параметра прочности связи нормированы как отношение соответствующей величины к значению для случая воздуха в «тонкой полости».

Настройка испытательного стенда	к0	Жидкость	CS/(CSslim,воздух)	Узловой Диаметры (м = р)	Жул.	Ж_____	КП	Оцененный Эффект связи
Широкая полость	0,44	гелий	0,101	3	1,99	8,86*10,75*	+3,45	несвязанный
				4	3,44		+2,13	несвязанный
		воздух	0,250	2	1,01	2,41	+1,37	слабый
				3	1,99	3,02	+0,52	слабый
				4	3,40	3,66	+0,08	(очень) сильный
Тонкая полость	0,48	воздух	1	2	1,00	2,53	+1,53	слабый
				3	1,98	3,78	+0,90	слабый
				4	3,42	4,38	+0,28	сильный
				5	5,26	4,61	0,14	сильный

* Частоты акустических мод в гелии находятся вне измеряемого частотного интервала, поэтому оценивается на основе свойств жидкости и первой производной функции Бесселя.

Различная геометрия двух испытательных стендов приводит к несколько разному сердечнику. коэффициенты вращения k0 и, следовательно, различные параметры силы сцепления CS. Последнее также контролируется свойствами жидкости. Частотное разделение между теоретически несвязанной структурой и акустическими модами с одинаковым числом узловых диаметров определяет параметр потенциала связи CP. Оба параметра связи затем предсказывают эффект сцепления. В таблице 2 в качестве примера приведены параметры силы сцепления CS для 0,1 МПа и 295 K, а также параметры потенциала связи CP для покоя диска.

Из этой предварительной оценки эффекта связи сила связи равна ожидается, что для испытательной установки с «тонкой полостью» она будет больше, чем для «широкой»; и меньше гелия по сравнению с воздухом. Потенциал связи оценивается как самый большой для режим четырех узлового диаметра в воздухе для установки «широкой полости», за которым следуют пять и четыре моды узлового диаметра в «тонкой полости». Для этих пар мод сдвиги частоты как ожидается, будет наблюдаться из-за сильного потенциала связи.

Результаты трех различных серий испытаний (как представлено в Таблице 1) представлены в следующее.

5.1. Изменение ширины осевого зазора

В первой серии экспериментов «ГАП» ширина осевого зазора передней полости составляет варьируется и, следовательно, является силой связи. Диск не вращающийся. С уменьшением (передняя) полость, масса жидкости, действующая на диск, уменьшается, а сила сцепления увеличивается (значения CS см. в Таблице 2).

Функции отклика, записанные для разной ширины передней полости, значительно различаются. друг от друга. С уменьшением ширины резонатора собственные частоты структуры доминирующие моды изменяются незначительно (максимум 2%), в то время как акустические доминирующие моды смещаются значительно в сторону более высоких частот (от 5% до 25%). Следовательно, можно сделать вывод, что ширина осевого зазора оказывает существенное влияние на возникающие акустические доминирующие моды. Кроме того, в функциях отклика появляется больше пиков, и многие пики перекрытие измерений при меньшей ширине передней полости.

Измеренные собственные частоты не отражают теоретически ожидаемое поведение. если не ожидается связи (небольшое увеличение собственных частот диска и отсутствие изменений в акустические доминирующие моды), они также не демонстрируют ожидаемых сдвигов частоты при соединении предполагается. Следовательно, ни «эффекты несвязанных мод», ни модели связи

Machine Translated by Google

может объяснить наблюдаемые сдвиги частоты при изменении ширины осевого зазора, т. е. теория не объясняет результаты измерений.

5.2. Изменение давления

Во второй серии экспериментов «ДАВЛЕНИЕ» с невращающимся диском давление жидкости внутри стенда изменяется при сохранении всех остальных параметров постоянными. Таким образом, сила связи варьируется (для значений CS при 0,1 МПа см. Таблицу 2), и ожидается, что добавленная масса, а также скорость звуковых эффектов будут влиять на измеренные собственные частоты. Кроме того, в зависимости от пары возбужденных мод может наблюдаться эффект слабой связи (см. значения CP в таблице 2). Для всех результатов измерений серии «ДАВЛЕНИЕ» скорректированные относительные изменения частоты $f_{корр.}$ отображаются, как определено в уравнениях (11)–(13).

Серию измерений с использованием установки «широкая полость» и гелия в качестве жидкости, проводимой в виде мод вибрации диска, измеренных в гелии, можно считать приблизительно несвязанной из-за большого частотного разделения соответствующих акустических мод (см. таблицу 2). Если не предполагается дальнейшее соединение, частоты не должны изменяться в зависимости от изменения плотности жидкости после поправки на эффект добавленной массы. Как показано на рисунке 5, собственные частоты измеренных мод структуры трех и четырех узловых диаметров незначительно уменьшаются с увеличением плотности жидкости. С поправкой на эффект добавленной массы сохраняется незначительное уменьшение на 0,3% и 0,2% для структурных мод (3,0) и (4,0) соответственно, если плотность жидкости увеличить примерно в 15 раз. Это оставшееся уменьшение частоты считается незначительным, и поэтому эти моды в гелии можно считать практически постоянными и, следовательно, несвязанными.

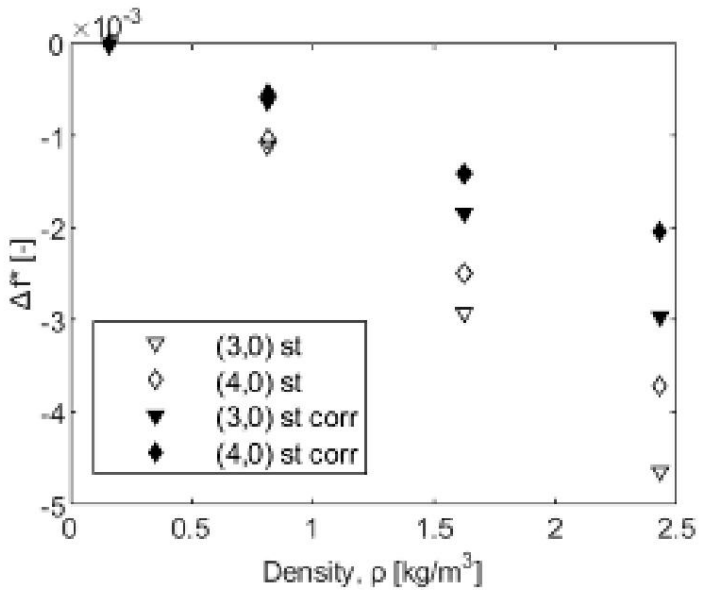


Рис. 5. Скорректированные относительные изменения частоты структурных мод в гелии для «широкой полости» в зависимости от плотности жидкости. Необработанные значения и значения, исправленные для добавленного массового эффекта.

Измерения с использованием установки «тонкая полость» и воздуха в качестве жидкости проводятся для анализа возбужденных мод на предмет потенциальной связи. Поскольку пары мод в воздухе обладают более высоким потенциалом связи, чем пары мод в гелии, ожидается, что частотные сдвиги, связанные с эффектами связи, будут больше в воздухе, но будут зависеть от потенциала связи каждой пары мод. Скорректированные относительные изменения $f_{корр.}$ частоты доминирующих в структуре мод $_{ул.}$, представлены на рисунке 6. Для мод с двумя-четырьмя узловыми диаметрами собственные частоты диска уменьшаются примерно на 4–5% при 12-кратном увеличении плотности жидкости, при этом частота структурной моды пятиузлового диаметра увеличивается примерно на 5%. Эти изменения частоты значительно больше, чем измеренные в почти несвязанном случае для гелия, и можно сделать вывод, что должен иметь место дополн
Измеренные сдвиги частоты качественно согласуются с моделью связи Магара и др.

Machine Translated by Google

(2008) [12], что указывает на уменьшение частоты доминантных мод структуры в случае fst < fac и на увеличение в противоположном случае (для моды с пятью узловыми диаметрами).
Однако изменения частоты кажутся очень похожими для мод с двумя, тремя и четырьмя диаметрами узлов, хотя они имеют разные потенциалы связи.

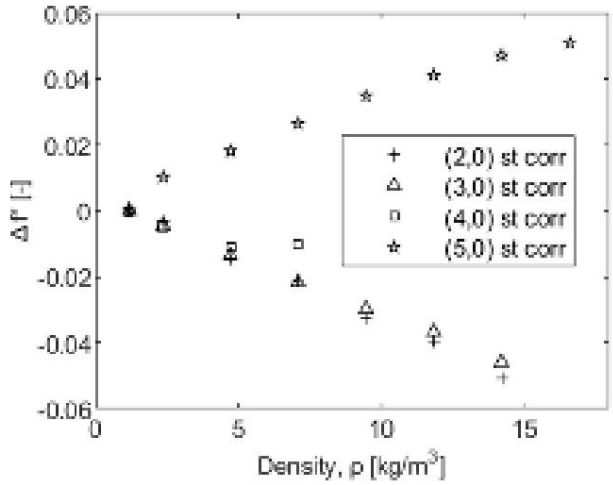


Рис. 6. Скорректированные относительные изменения частоты доминирующих структурных мод в воздухе для «тонкой полости» в зависимости от плотности жидкости. Значения исправлены для добавленного массового эффекта.

Хотя большинство частотных пиков хорошо видны для структурных мод, для большинства акустических мод это не так; режим с двумя узловыми диаметрами является единственным исключением. Чтобы продемонстрировать потенциальное влияние связи, обе моды (акустическая и структурная) пары мод с двумя узловыми диаметрами показаны на рисунке 7. После того, как структурная мода скорректирована с учетом добавленного эффекта массы, а акустическая мода - с учетом скорости звукового эффекта, обе моды показаны на рисунке 7. по-прежнему демонстрируют тенденцию к уменьшению и небольшому увеличению соответственно при построении графика плотности жидкости. Такое поведение подтверждает гипотезу о том, что между диском и окружающей жидкостью существует слабая связь , и тенденции качественно согласуются с тенденциями в модели связи Магары [12] .

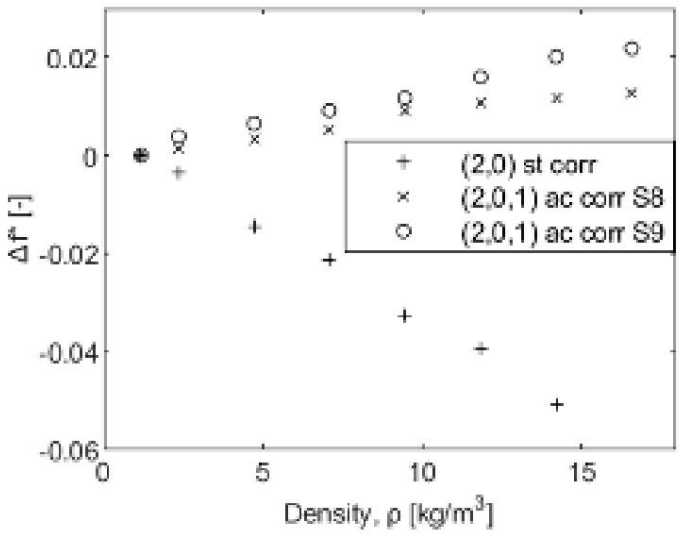


Рисунок 7. Скорректированные относительные изменения частоты двух пар мод узлового диаметра в воздухе для «тонкой полости » по плотности жидкости. Значения скорректированы с учетом добавленного эффекта массы и скорости звука соответственно.
Датчики: S8 на диске, S9 в передней полости.

Следует отметить, что изменение частоты акустической доминирующей моды незначительно различается в зависимости от расположения датчика давления на испытательном стенде. Он меньше (+2,2%

Machine Translated by Google

(S9) и +1,3% (S8 на диске)), чем у моды с доминирующей структурой (-5,5%) для примерно 14-кратного увеличения плотности.

В целом для серии измерений «ДАВЛЕНИЕ» наблюдаются частотные сдвиги доминирующих в структуре мод, которые превышают «эффекты несвязанных мод» и, таким образом, указывают на эффект связи, даже для мод, которые лишь слабо связаны. Однако четкой картины о частотных сдвигах акустических доминирующих мод не получено, а гипотеза о более выраженном эффекте связи для более сильно связанных мод не может быть подтверждена на основе серии измерений при изменении давления жидкости.

5.3. Изменение скорости вращения диска.

В третьей серии экспериментов «ВРАЩЕНИЕ» скорость вращения диска варьируется, при этом давление жидкости (0,1 МПа, воздух) и все остальные параметры остаются постоянными. Таким образом, потенциал связи изменяется по мере изменения разности частот между потенциально связанными акустическими и структурными доминирующими модами (значения CP вращающегося корпуса отличаются от значений состояния покоя в Таблице 2). Нет никакой добавленной массы или скорости звукового эффекта. Тем не менее, небольшой эффект усиления эффекта поля центробежных сил рабочего колеса может наблюдаться, но значения измерений явно не корректируются с учетом его влияния.

Вращение диска приводит к образованию двух мод для каждого порядка мод: одной прямой и одной обратной бегущей волны. В то время как дисковые моды теоретически движутся со скоростью вращения диска , моды полости движутся со скоростью вращения жидкости в полости. Если предположить, что объемное течение в полости происходит примерно на половине скорости вращения диска, то частоты акустических и структурно-доминантных мод сближаются друг с другом при изменении скорости вращения диска. Эти эффекты показаны ниже: сначала для структуры, затем для акустических доминирующих мод и, наконец, для конкретных пар мод. Для всех результатов измерений серии «ВРАЩЕНИЕ» отображаются нормированные частоты f , как определено в уравнении (10). Помимо результатов измерений приведены теоретические значения собственных частот конструкции и акустических доминирующих мод при соответствующей скорости вращения диска, рассчитанные по уравнениям (2) и (6) соответственно. Используемые коэффициенты вращения ядра для акустических доминирующих мод перечислены в таблице 2.

Как показано на рисунке 8, для каждой моды четко видно развитие прямой и обратной бегущей волны , а измеренные частотные разделения мод вибрации диска, подверженных вращению, хорошо согласуются с теоретическими значениями.

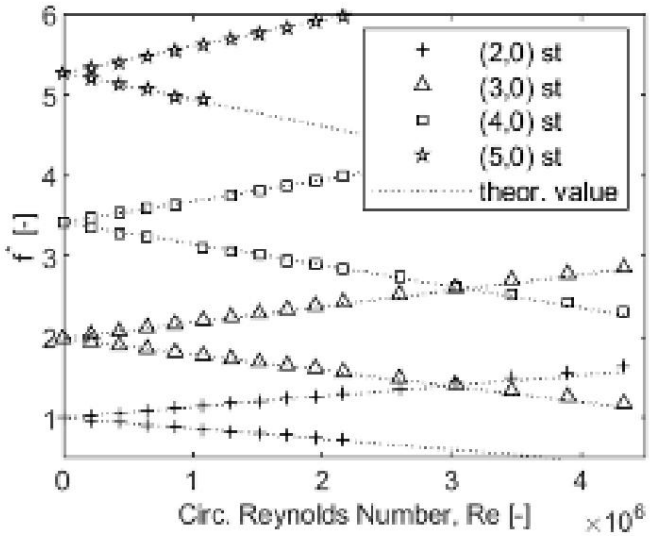


Рисунок 8. Нормированные собственные частоты доминирующих мод структуры в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты.

Собственные частоты акустических доминирующих мод гораздо менее заметны в результатах измерений, чем моды колебаний диска, поскольку они часто перекрываются с

Machine Translated by Google

соседние моды или отклоненные ими. Однако образование прямой и обратной бегущей волны очевидно для акустических доминирующих мод с тремя, четырьмя и пятью узловыми диаметрами, как показано на рисунке 9. Измеренное и теоретическое разделение частот акустических доминирующих мод, подверженных вращению диска, не не согласен хорошо. Более того, не наблюдается заметной устойчивой тенденции; измеренное разделение частот для мод (3,0,1) и (5,0,1) меньше теоретических значений, тогда как разделение частот для моды (4,0,1) немного больше. Более того, коэффициенты вращения ядра, принятые для согласования теоретических значений трех- и пятиузловых акустических волн с экспериментальными, оказываются за пределами обычного диапазона. Возможно, коэффициенты вращения ядра отличаются от рассчитанных теоретически по уравнению (5). Кроме того, количество узловых диаметров может влиять на собственную частоту бегущих волн способом, отличным от того, который указан в уравнениях (3) и (6). Однако для всех проанализированных мод прямая волна, по-видимому, демонстрирует большую разницу частот по сравнению с невращающимся случаем, чем обратная волна.

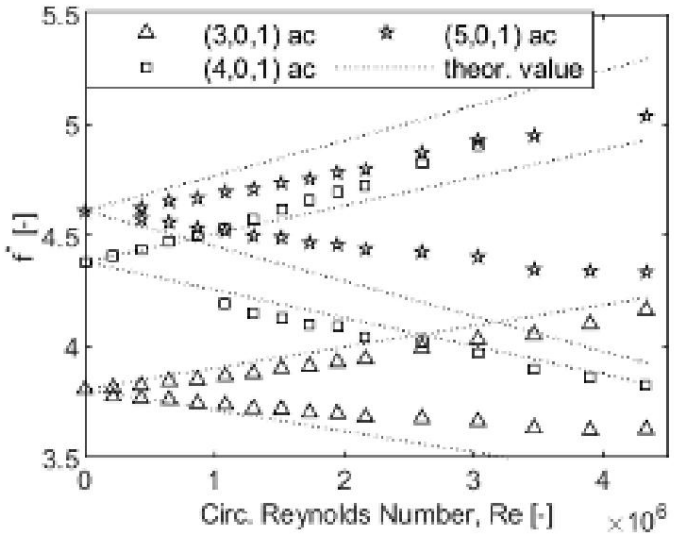


Рисунок 9. Нормированные собственные частоты акустических доминирующих мод в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты.

Чтобы оценить эффект связи для связанных пар мод, соответствующие акустические и структурные доминирующие моды представлены вместе ниже. Вращение диска еще больше увеличивает потенциал связи (по сравнению со значениями состояния покоя в таблице 2), делая наблюдаемыми эффекты связи. Пара мод с тремя узловыми диаметрами (показана на рисунке 10) очень хорошо видна для всех анализируемых скоростей вращения. Однако потенциал связи оценивается как низкий (CP = +0,9), и, следовательно, ожидаемый эффект связи относительно невелик. Теоретически, бегущие вперед волны структуры и доминирующие акустические моды должны пересекаться при очень высоких скоростях вращения диска, в то время как обратные волны отклоняются друг от друга. Однако в диапазоне анализируемых скоростей вращения потенциал связи остается слабым. Если теоретические значения корректируются так, чтобы приблизительно соответствовать обратной волне измеренной акустической доминирующей моды, на которую предполагается меньшее влияние связи, необходимо принять коэффициент вращения сердечника примерно 0,25 (как показано на рисунке 10). По сравнению с обратной волной акустическая доминирующая прямая волна кажется отклоненной в сторону более высоких частот. Это может быть связано с возросшим, но все же относительно небольшим потенциалом сцепления при более высоких с

Самый сильный потенциал связи среди всех измеренных мод прогнозируется для пары мод с четырьмя узловыми диаметрами в испытательной установке с «широкой полостью» (CP = +0,08). Поэтому ожидается, что будут наблюдаться сдвиги частоты из-за эффекта сильной связи. Как видно на рисунке 11, видно изменение режима, подтверждающее это предположение. Прямые моды сильно влияют и отклоняют друг друга. Вместо того, чтобы пересекаться с окружным числом Рейнольдса примерно 1,7 × 106 , бегущие вперед волны приближаются к каждой

Machine Translated by Google

другие до тех пор, пока не будет достигнута минимальная нормализованная разница частот 0,2, а затем расходятся , снова увеличивая их разделение частот. Для испытательной установки с «тонкой полостью» такое поведение невозможно наблюдать, поскольку акустическая доминирующая мода смещается в сторону более высоких частот, что приводит к более слабому потенциалу связи (CP = +0,28). Структурно-доминантная мода хорошо соответствует теоретическим значениям, а акустическая доминирующая мода демонстрирует лишь небольшое отклонение вверх. Это ясно указывает на то, что более сильный эффект связи присутствует для более сильно связанных мод, т. е. для тех, которые находятся ближе друг к другу.

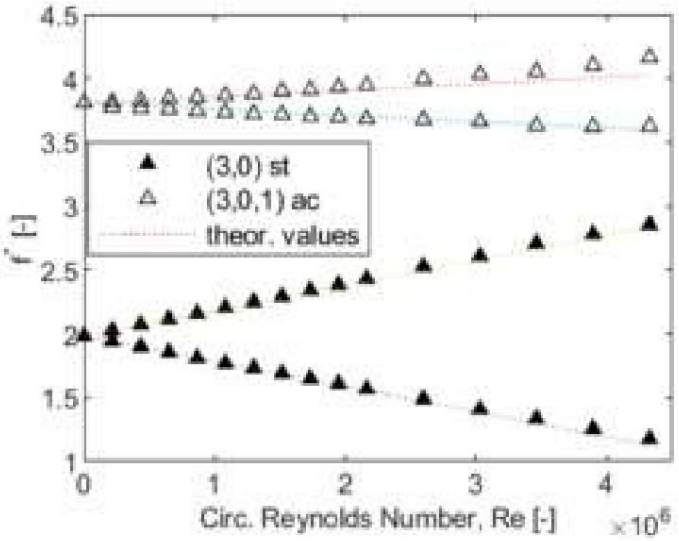


Рисунок 10. Нормированные собственные частоты трех пар мод узлового диаметра в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты (за теоретические значения акустической волны принят коэффициент вращения ядра 0,25).

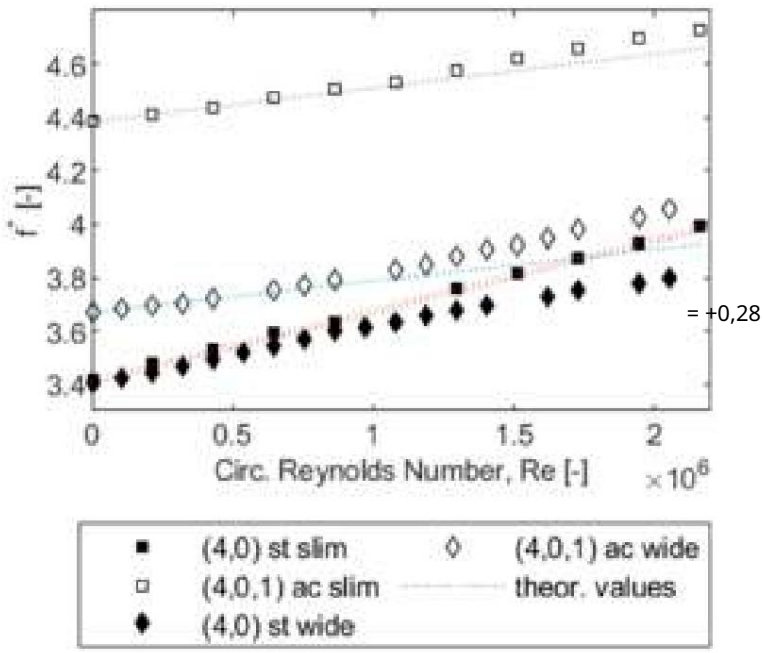


Рис. 11. Нормированные собственные частоты прямых волн пары мод четырех узловых диаметров в воздухе при давлении 0,1 МПа для «широкой» и «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты (за теоретические значения акустических волн для установки «тонкий» и «широкий резонатор» приняты коэффициенты вращения сердечника 0,44 и 0,48 соответственно).

Machine Translated by Google

Четыре и пять пар мод узлового диаметра, которые, по оценкам, сильно связаны в установке «тонкий резонатор» (значения CP +0,28 и -0,14 соответственно, см. таблицу 2), не очень хорошо видны в результатах измерений. При вращении диска потенциал связи становится еще больше, но пики отклика доминирующих мод структуры плохо заметны и уменьшаются при определенной скорости вращения. Как показано на рисунке 12, обратная волна доминирующей в структуре моды с пятью узловыми диаметрами исчезает, как только она приближается к прямой акустической волне и, следовательно, не приближается к потенциально связанной обратной акустической доминирующей волне. То же самое происходит с прямой волной доминирующей в структуре моды с четырьмя узловыми диаметрами, которая больше не видна при числах Рейнольдса выше 2 × 106 , где она пересекает обратную волну акустической доминирующей моды (см. рисунки 8 и 9). Следовательно, она не приближается к связанной прямой волне акустической доминирующей моды. Следовательно, для испытательного стенда с «тонкой полостью» невозможно сделать никаких выводов об эффекте связи и возможном отклонении режимов мод с сильным потенциалом связи .

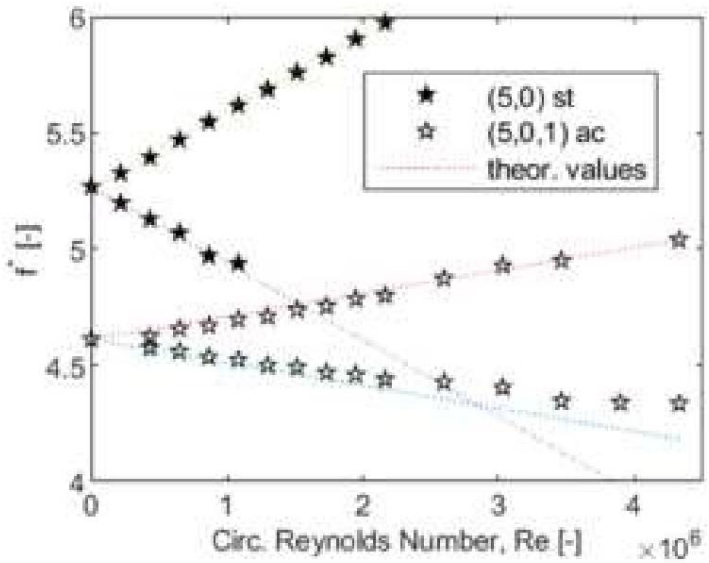


Рисунок 12. Нормированные собственные частоты пяти пар мод узлового диаметра в воздухе при давлении 0,1 МПа для «тонкой полости» по окружному числу Рейнольдса. Экспериментальные и теоретические результаты (за теоретические значения акустической волны принят коэффициент вращения ядра 0,30).

Тем не менее следует отметить, что концепция объемного течения внутри каверны, которую можно оценить по коэффициенту вращения ядра, является теоретической идеей, не существующей в реальных кавернах. Более того, результаты измерений, представленные в данной работе, характеризуются окружными числами Рейнольдса несколько меньшими, чем значения для устоявшегося объемного потока. Таким образом, большинство результатов измерений фактически классифицируются в области перехода между режимами слитого и разделенного пограничного слоя согласно [25], и применимость концепции вращения ядра требует дальнейшего изучения. Использование жидкости с более низкой кинематической вязкостью или проведение измерений с вращением диска при более высоких давлениях может стать вариантом достижения более высоких чисел Рейнольдса в будущих экспериментах.

6. Выводы и будущая работа

В первой части обобщены фундаментальные представления, необходимые для понимания формирования структурных и акустических мод и их связи в системе ротор-полость, а также рассмотрены существующие модели связи. На основе обширного обзора литературы установлен обзор эффектов сдвига частоты в роторно-полостейных системах с вращающимся диском , в том числе эффектов для несвязанных и связанных мод. Разработана процедура анализа этих эффектов сдвига частоты, которая позже применяется для анализа экспериментальных результатов.

Кроме того, предпринимается попытка количественно оценить ожидаемые эффекты взаимодействия путем установления силы связи и параметра потенциала связи.

Machine Translated by Google

Во второй части работы представлены результаты измерений акустических и конструкционных доминирующих мод, включая серию испытаний с различным давлением в полости и одним с разной скоростью вращения диска. Для последнего развитие нападающего и Для каждой моды продемонстрирована обратная бегущая волна. Все пары возбужденных мод в тесте установки, по крайней мере, слабо связаны в воздухе, т. е. наблюдаются сдвиги частот, которые не могут быть объяснить «несвязанными эффектами мод», такими как добавленная масса, скорость звука и эффект жесткости, но указывают на дополнительный эффект сцепления. Однако гипотеза А. больший эффект связи (больший сдвиг частоты) для более сильно связанных мод не может быть последовательно подтвержден. При изменении скорости вращения диска разница частот между связанные моды и, следовательно, их потенциал связи можно дополнительно варьировать. Однако ожидаемый эффект связи наблюдается не для всех пар мод. Только четыре узловых диаметра пара мод в «широком резонаторе» демонстрирует сильный эффект связи. Видно изменение режима, т. е. с увеличением скорости вращения диска связанные моды сближаются, и затем разворачивайтесь, а не пересекайтесь.

В целом результаты измерений структурно-доминантных мод хорошо согласуются с теоретическими предсказаниями. Однако измеренные акустические доминирующие моды не всегда обнаружива ожидаемое теоретическое поведение. Требуются дальнейшие исследования, чтобы выяснить, действительно ли основные предположения о вращении ядра применимы к условиям течения в полости во время измерения. Для будущих исследований может быть предложена другая жидкость или более высокое давление. считается, что он обеспечивает более высокие числа Рейнольдса и дополнительно подтверждает концепцию объемного потока. а также изучить влияние пограничного слоя. Кроме того, влияние малых вскрытие полости требует дальнейшего исследования.

Следующим важным шагом в направлении этого исследования будет изучение затухания связанные акустические и структурные доминирующие моды, поскольку резонансов не всегда можно избежать а коэффициент демпфирования определяет амплитуды реакции системы и, следовательно, риск повреждения материала рабочего колеса. В конечном итоге перенос результатов на реальные машины необходимо доказать. Однако эта работа представляет собой важный шаг на пути к лучшему пониманию эффектов акустоупругой связи в боковых полостях центробежных компрессоров. в различных условиях эксплуатации.

Вклад автора: Концептуализация, ТУ; Курирование данных, ТУ; Формальный анализ, ТУ; Финансирование приобретение, БД; Расследование, ТУ; Методика, ТУ; Наблюдение, БД; Визуализация, ТУ; Письменность – первоначальный вариант, ТУ; Написание — рецензирование и редактирование, БД. Все авторы прочитали и согласились. опубликованный вариант рукописи.

Финансирование: Этот проект финансируется Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG). Авторы выражают благодарность на финансовую поддержку по проекту № 429153912.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; при сборе, анализе или интерпретации данных; при написании рукописи или в решении опубликовать результаты.

Номенклатура

б	Толщина диска/крыльчатки, м
с	скорость звука, м/с
в ж	коэффициент трения
КП	параметр потенциала связи
CS	параметр силы сцепления
	частота, 1/с
ф ф = ж / фр ф	нормированная частота относительно частоты fre f = fst,2,0(воздух, 0,1 МПа, 295 К)
f = f f0 / f0	относительное изменение частоты относительно частоты f0 = f(0,1 МПа)

Machine Translated by Google

f_{Om}	частота вращения вращающегося диска, 1/с
$G = k0\ \frac{c}{r_d}$	безразмерная ширина осевого зазора полости
	коэффициент вращения ядра
л	характерная длина, м
м	масса, кг
(m, n)	число узловых диаметров, узловых кругов структуры (доминантного) режима
(p, q,r)	количество узловых диаметров, узловых окружностей, осевых узлов акустической (доминантной) моды
р	радиус, м
Re	окружное число Рейнольдса
с	ширина осевого зазора полости, м
налог	цилиндрическая часть рабочего пространства, м
ты	окружная скорость диска/крыльчатки, м/с
в	скорость, м/с
Ом	скорость вращения диска, 1/мин
(πα)p,q	безразмерные решения первой производной функции Бесселя для (p,q)
	акустический режим
ν	кинематическая вязкость жидкости, м2/с
ρ	плотность, кг/м3
	Индексы
——	акустический (доминирующий)
в, ср ., кр	полость, передняя полость, задняя полость
корр.	исправленный
д	диск
е	возбуждение
ж	жидкость
с	система
ул.	структура (доминирующая)
тотал	общий
——	несвязанный

Ссылки

1. Лэмб, Х.; Саутвелл, Р.В. Колебания вращающегося диска. Учеб. Р. Сок. А 1921, 99, 272–280.
2. Саутвелл Р.В. О свободных поперечных колебаниях однородного круглого диска, зажатого в его центре; и на эффектах вращения. Учеб. Р. Сок. А 1922, 101, 133–153.
3. Кэмпбелл В. Защита дисковых колес паровых турбин от осевой вибрации; Компания General Electric: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1924 год.
4. Эверсман, В.; Додсон, Р.О.-младший. Свободная вибрация вращающегося круглого диска с центральным зажимом. AIAA J. 1969, 7, 2010–2012. [Перекрестная ссылка]
5. Эвинс, Д. Д. Вибрационные характеристики узлов лопастных дисков. Дж. Мех. англ. наук. 1973, 15, 165–186. [Перекрестная ссылка]
6. Ирретье, Х. Естественные и вынужденные колебания колесного диска. Дж. Звук Виб. 1983, 87, 161–177. [Перекрестная ссылка]
7. Ирретье, Х. Эксперименты и расчеты по вибрации вращающихся радиальных рабочих колес. Дж. Виб. Акуст. Стресс Надежный. 1988, 110, 137–142. [Перекрестная ссылка]
8. Тайлер, Дж. М.; Софрин, Т.Г. Исследования шума осевых компрессоров; № 620532. SAE Trans. 1962, 70, 309.
9. Эрих Ф.Ф. Акустические резонансы и многократный чистый тональный шум во входных отверстиях турбомашин. Дж. Инж. Власть 1969, 91, 253–262. [Перекрестная ссылка]
10. Эйзингер Ф.Л. Акустическая усталость рабочих колес вращающихся машин. Дж. Пресс. Судно. Технол. 2002, 124, 154–160. [Перекрестная ссылка]
11. Эйзингер, Флорида; Салливан Р.Э. Акустическая структурная усталость дисков рабочего колеса: краткое примечание. Турбо Экспо Пауэр Земля Море Воздух 2002, 3610, 1063–1069.
12. Магара Ю.; Мицухиро, Н.; Казуюки, Ю.; Наахико, Т.; Тецуя, К. Собственные частоты рабочих колес центробежных компрессоров для высоких частот. Применение плотного газа. ASME Int. Мех. англ. Конгресс Экспо. 2008, 48661, 107–114.
13. Магара Ю.; Ямагучи, К.; Миура, Х.; Такахаши, Н.; Нарита, М. Сдвиг собственной частоты в рабочем колесе центробежного компрессора для Применение газа высокой плотности. Я. Турбомах. 2013, 135, 011014. [CrossRef]
14. Бейров, Б.; Кюхорн, А.; Фигашевский, Ф.; Нипкау, Дж. Влияние неправильной настройки и демпфирования на вынужденную реакцию компрессора. Блисковый ротор. ASME Turbo Expo 2015: Техническая конференция и выставка турбин. Являюсь. Соц. Мех. англ. Цифра. Собирать. 2015, 56772, В07БТ32А001.
15. Генрих, ЧР; Кюхорн, А.; Стефф, К.; Петри, Н. Обобщенная модель для аппроксимации связанных акустомеханических Собственные частоты в центробежных компрессорах высокого давления. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2021, 143, 071022. [CrossRef]
16. Генрих, ЧР; Унглаубе, Т.; Бейроу, Б.; Бриллерт, Д.; Стефф, К.; Петри, Н. Суррогатные модели для прогнозирования коэффициентов затухания в Связанные акустоупругие системы ротор-полость. В материалах ASME Turbo Expo 2021: Техническая конференция по турбинам и Экспозиция онлайн, 7–11 июня 2021 г. GT2021-58835.

Machine Translated by Google

17. Хеллмих, Б.; Сеуме, Дж. Р. Причины акустического резонанса в высокоскоростном осевом компрессоре. ASME Turbo Expo 2006: Мощность для Земля, Море и Воздух. Являюсь. Соц. Мех. англ. Цифра. Собирать. 2006, 4241, 377–387.
18. Кениг С. Собственные акустические моды в боковых полостях центробежных компрессоров. Turbo Expo Power Land Sea Air 2009, 48876, 547–557.
19. Петри, Н.; Кениг, С.; Бенра, Ф.-К. Влияние закрученного потока в боковых полостях центробежного компрессора высокого давления на характеристики возбуждаемых акустических мод. Turbo Expo Power для суши, моря и воздуха. Являюсь. Соц. Мех. англ. 2012, 44748, 627–639.
20. Эккерт, Л. Трещины, вызванные многоцикловой усталостью на крыльчатках радиальных вентиляторов, вызванные аэроупругими самовозбуждающимися вибрациями крыльчатки: Часть I — история болезни, анализ первопричин, измерения вибрации. Международные инженерно-технические конференции по проектированию и Конференция по компьютерам и информации в инженерии. Являюсь. Соц. Мех. англ. 1999, 19777, 1135–1146.
21. Барабас, Б.; Стефан, К.; Себастьян, С.; Фридрих-Карл, Б.; Ханс-Йозеф, Д.; Дитер, Б. Экспериментальное и численное определение распределения давления и скорости внутри полости ротора-статора при очень высоких окружных числах Рейнольдса. В материалах 11-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.
22. Барабас, Б.; Дитер, Б.; Ханс-Йозеф, Д.; Фридрих-Карл, Б. Идентификация связанных собственных частот на испытательном стенде ротор-статор для различных свойств газа. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.
23. Барабас, Б.; Дитер, Б.; Ханс-Йозеф, Д.; Фридрих-Карл, Б. Демпфирование акустических доминирующих мод на аэроакустической испытательной установке, представляющей собой упрощенную геометрию радиального компрессора высокого давления. Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха. Являюсь. Соц. Мех. англ. 2018, 51159, V07CT36A018.
24. Нортон, член парламента; Фредерик, CN « Основы анализа шума и вибрации для инженеров»; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 1998 год.
25. Дейли, ДВ; Нече, Р.Э. Влияние размеров камеры на наведенный поток и сопротивление трения закрытых вращающихся дисков. Дж. Базовый англ. 1960, 82, 217–230. [Перекрестная ссылка]
26. Гюлих Я. Ф. Дисковые потери на трение закрытых рабочих колес турбомашин. Форш. Я инж. 2003, 68, 87–95. [Перекрестная ссылка]
27. Сигрист, Ж.-Ф.; Дэниел, Б.; Кристиан, Л. Динамический анализ ядерного реактора с взаимодействием жидкости и конструкции: Часть I: Сейсмическая нагрузка, эффекты добавленной жидкости жидкости и дополнительной жесткости. Нукл. англ. Дес. 2006, 236, 2431–2443. [Перекрестная ссылка]
28. Фэи, Ф.Дж. Вибрация содержащих конструкций под действием звука в содержащейся жидкости. Дж. Звук Виб. 1969, 10, 490–512. [Перекрестная ссылка]
29. Барабас, Б.; Фридрих-Карл, Б.; Нико, П.; Дитер, Б. Экспериментальное поведение демпфирования сильно связанной структуры и акустических мод вращающегося диска с боковыми полостями. В материалах ASME Turbo Expo 2021: Техническая конференция и выставка турбин, онлайн, 7–11 июня 2021 г.; GT2021-58782.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Надежное обновление профиля Эйнли и Мэтисона и Вторичные корреляции

Юмин Лю 1,* , Патрик Хендрик 1, Чжэнпин Цзоу 2 и Фрэнк Байсшарт 3

1 Кафедра аэротермомеханики, Свободный университет Брюсселя, 1050 Брюссель, Бельгия; patrick.hendrick@ulb.be
2 Школа энергетики и двигательной техники, Университет Бэйхан, Пекин 100191, Китай; zouzhengping@buaa.edu.cn
3 Кафедра прикладной механики и преобразования энергии, Католический университет Левена, 8200 Брюгге, Бельгия; Frank.buysschaert@kuleuven.be * Адрес для переписки: yu.m.liu@ulb.be

Аннотация: Эмпирические корреляции по-прежнему имеют основополагающее значение в современной парадигме проектирования осевых турбин. Среди них решающую роль играет выдающаяся корреляция Эйнли и Мэтисона (Эйнли Д. и Мэтисон Г., 1951, «Метод оценки производительности турбин с осевым потоком», Отчеты ARC и меморандумы № 2974) и ее производные. В этой статье основные предположения вышеупомянутых моделей обсуждаются посредством описательного обзора, а также делается попытка повысить их надежность и, потенциально, точность оценок производительности. Более тщательное исследование выявляет интригующее неправильное использование коэффициента подъемной силы во вторичных потерях. В свете этого разрабатывается и обсуждается усовершенствованная модель, основанная, в частности, на критерии Цвайфеля и концепции глубины проникновения вихря . Полученная точность впоследствии оценивается посредством расчетов CFD с использованием базы данных, состоящей из 109 каскадов. Результаты указывают на 50%-ную вероятность достижения интервала ошибок ±15%, что в два раза лучше, чем у самой последней модели Онжера (Aungier R., 2006, «Аэродинамика турбины: проектирование и анализ турбин с осевым потоком и радиальным притоком»). , ASME Press, Нью-Йорк). Кроме того, надежность предложенной модели демонстрируется реконструкцией диаграммы Смита, с одной стороны, и анализом производительности, с другой. Реконструкция демонстрирует контуры, соответствующие оригиналу. Результаты исследования производительности сравниваются с CFD-решениями восьми каскадов, работающих в нерасчетных условиях, и подтверждают необходимость дополнительного учета конструктивных параметров турбины, таких как осевая скорость и передаточное число средних радиусов.

Ключевые слова: корреляция потерь; осевая турбина; производительность турбины

Цитирование: Лю, Ю.; Хендрик, П.; Цзоу, З.; Буйсшарт, Ф. Надежное обновление профиля Эйнли и Мэтисона и вторичных корреляций. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 14. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020014 .

Поступила: 2 декабря 2021 г.
Принято: 3 апреля 2022 г.
Опубликовано: 21 апреля 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Осевая турбина, несомненно, стала привычным устройством для выработки средней и высокой механической энергии в современных силовых установках и поэтому, что неудивительно, она до сих пор остается предметом обширных исследований. На протяжении последних десятилетий опыт и знания постоянно росли, совершенствуя искусство проектирования турбин.

В этом исследовании рассматривается одномерный аэродинамический проект, а точнее, корреляции потерь, используемые в анализе средней линии, используемом на ранней стадии проектирования. Эти модели имеют решающее значение, поскольку они устанавливают предварительные параметры проектирования, которые могут поддерживаться до заключительного этапа проектирования, то есть, если модель обеспечивает достаточный уровень надежности [1]. Среди них следует отметить известную корреляцию Эйнли и Мэтисона (AM), опубликованную в 1957 году и хорошо служащую этой цели [2] . Для справки, модель Эйнли и Мэтисона считалась значительным нововведением, поскольку она позволяла количественно оценить местные потери. Он был, например, успешно использован при проектировании двигателя Rolls Royce Olympus [3]. Будучи колыбелью, ведущей к большим успехам и широкому признанию, она претерпела множество обновлений [4–6], которые превратились в настоящую генеалогию.

Machine Translated by Google

Со временем конструкция осевых турбин претерпела несколько усовершенствований, и геометрия стала намного более разнообразной, в результате чего точность и надежность нынешних 1D-моделей, основанных на исторической корреляции (с открытым исходным кодом), стали менее эффективными. Важным вопросом является их математическая основа, которая опирается на нечеткую смесь классической теории потока и эвристических манипуляций, соответствующих ранним каскадным измерениям [7]. Поэтому неудивительно, что современные турбины могут оказаться исключенными из сферы их применения . В свете этого в исследованиях надежность корреляции оценивалась посредством параметрического анализа [8–10]. Несмотря на то, что несоответствия были выявлены и о них сообщалось, никаких мер по их устранению предложено не было. Точность оценивалась на нескольких тестовых примерах, что недостаточно для подтверждения какой-либо статистической значимости. Эти два аспекта (надежность и точность) необходимо изучить со статистическими данными, чтобы прояснить истинный потенциал доступных одномерных корреляций с новейшими турбинами. Более того, считается обязательным обновить корреляции с помощью более надежной физической основы, совместимой с современными турбинами.

Таким образом, цель данной статьи двоякая. Во-первых, необходимо предоставить всесторонний обзор семейных корреляций AM. Во-вторых, улучшить корреляцию AM на основе недавних достижений в области аэродинамики турбин и механизмов потерь, а также повысить совместимость с текущими рабочими процессами проектирования. В частности, критерий Цвайфеля [11] и глубина проникновения [12,13] интегрированы в новейшие модели профиля Онжера (Ag) и вторичных потерь [6]. Последние проверяются на наборе данных, состоящем из 109 каскадов (статических и вращающихся), для достижения статистической значимости с точки зрения точности и надежности.

Моделирование с высокой точностью и их численные решения служат эталоном во время оценок. Точность корреляции определяется вероятностно по гауссовскому распределению относительных ошибок, а надежность корреляции подтверждается способностью воспроизводить диаграмму Смита [14] и сохранять устойчивые тенденции в нерасчетных условиях при изменении вновь введено передаточное число осевых скоростей.

2. Обзор

Важность эмпирических корреляций потерь по-прежнему остается высокой в процессе проектирования современных осевых турбин. Несмотря на ограниченную точность, они могут эффективно служить руководством при принятии решений на этапах предварительного проектирования [1]. В целом разработка эмпирических моделей строится на основе базы данных турбин, которая создается посредством экспериментальных испытаний, в ходе которых выполняется множество измерений и связывается с несколькими, в основном безразмерными, конструктивными параметрами. Когда обнаруживается, что параметры хорошо коррелируют, можно установить специальные законы проектирования.

Совсем недавно разгорелась оживленная дискуссия о возможности каскадных испытаний приблизиться к реальному расходу турбины. Сторонники утверждали, что каскады могут предложить удовлетворительную основу для оценки потерь в реальных машинах и что им следует отдавать предпочтение благодаря их простоте, гибкости и низкой стоимости [15]. Оппоненты, однако, полагают, что каскады по своей сути ограничены, поскольку они не могут воспроизводить ключевые аспекты реальной рабочей среды, включая , например, эффекты вращения, кривизны и искажения входного потока [16]. Несмотря на это утверждение, нынешнее состояние исследований явно присоединилось к поддерживающей стороне, учитывая прочную позицию каскадных тестов в публичной литературе. Авторы данной работы придерживаются точки зрения Крейга и Кокса (CC) [17], которая придерживается определенного релятивизма. Фактически, крайняя ситуация, в которой применение корреляций не обеспечивает как точности, так и надежности, весьма маловероятна. Однако следует избегать неосторожного использования, поскольку это может привести к совершенно ошибочному результату [18,19]. Следовательно, пользователь должен полностью осознавать связанные с этим особенности и ограничения, чтобы корреляции можно было эффективно применять в реальной конструкции турбины. Этот аспект является сутью следующих обсуждений.

Корреляции обычно определяются собственным суждением исследователя, опытом и интерпретацией физики потока, качеством испытаний и размером базы данных [20]. Проблема заключается в том, как обширная информация о сложном трехмерном потоке фильтруется и конденсируется в одномерную эмпирическую модель. Во время настройки некоторые параметры могут быть намеренно смещены с целью отразить конкретные характеристики турбины. Причина этого вмешательства довольно проста. Например, паровые турбины авиационных двигателей и наземного ба

Machine Translated by Google

предъявляют одни и те же требования к конструкции, как и в случае с турбинами высокого и низкого давления. Они различаются по дизайну и аэродинамике, а также по соотношениям. Сравнительные исследования нескольких общедоступных корреляций [9,21] ясно подчеркнули эту проблему. Как следствие, на данный момент не существует универсальных корреляций турбин. Следовательно, они адекватно служат только определенному диапазону приложений.

Поскольку эмпирические модели обычно используются для широкого спектра применений при проектировании турбин , неудивительно, что параметры, оцененные на основе каскадной корреляции, могут на значительный порядок расходиться с измерениями реальной машины. В таких обстоятельствах обычно прибегают к эвристической калибровке. В противном случае корреляция имеет мало значения [22]. Однако такой подход сопряжен с некоторыми рисками. Во-первых, простые множители/полиномы часто считаются достаточными, даже несмотря на то, что полученная корреляция гораздо лучше подходит для турбин, подобных тем, которые используются в базе данных, на основе которой была создана модель. Во-вторых, его использование по своей сути приводит к созданию конструкций, аэродинамика которых аналогична аэродинамике турбин из исходной базы данных. Фундаментальной проблемой является статистическая погрешность, вызванная ограниченным размером базы данных. Этого можно было бы избежать путем создания большой общедоступной базы данных, в которой будут собраны все каскадные измерения, выполненные до настоящего времени [7]. К сожалению, первые исследователи не поделились своими базами данных или даже потеряли их. Новым исследователям часто приходилось создавать новую базу данных с нуля , не имея ни доступа к предыдущим данным, ни методологиям. В частности, были сокращены выводы, которые могли бы выявить более сильное взаимодействие между параметрами конструкции. Как следствие, одномерные корреляции возвращаются к довольно простой математике или диаграммам и являются предвзятыми, что, таким образом, приводит к результатам с довольно низкой точностью. Напротив, модели, созданные в крупных отраслях, не страдают от вышеупомянутых проблем, поскольку можно позволить себе калибровку общедоступных или внутренних корреляций с использованием огромного количества данных, накопленных с течением времени для специальных конфигураций. На основе этих данных можно разработать новые версии более ранних моделей, что позволяет более безопасно и дешево усовершенствовать процесс проектирования.

В [23] было высказано предположение, что любая корреляция потерь имеет одинаковую вероятность точно предсказать производительность турбины, если она выходит за рамки ее применения. Учитывая нынешнюю дискуссию, довольно иррационально ожидать выдающейся точности от моделей , которые пытаются охватить сложные системы элементарной информацией. При полном понимании более точных 3D-методов, применяемых на более поздних этапах проектирования, точности корреляции следует уделять меньше внимания, но первоначально основное внимание должно быть уделено включению в модель всех соответствующих параметров проектирования. Поэтому способность когерентно справляться с истинной физикой, т. е. надежность, должна стать первоочередной задачей.

2.1. Семейные корреляции Эйнли и Мэтисон

Эмпирическая корреляция AM [2] оказалась настолько успешной, что имеет свое происхождение (корреляция AM и ее производные не будут различаться в этой системе, поскольку они фундаментально эквивалентны). Хронологически он был установлен посредством каскадных испытаний с использованием традиционных профилей, относящихся к 1940-м годам, и заявленная номинальная точность оценки эффективности ступени составляла ± 2%. Последнее соответствует примерно ±15% общей погрешности потери давления. Он был опубликован в то время, когда знания и понимание осевых компрессоров были более глубокими, чем знания о турбинах [24]. Фактически, до того, как AM был опубликован, приходилось прибегать к дорогостоящим экспериментальным процессам проб и ошибок, когда доступные методы показывали эффективность, значительно уступающую эффективности реальных турбин.
Таким образом, корреляция AM считалась новаторской, поскольку она обеспечивает систематический способ количественной оценки аэродинамических потерь турбины и их компонентов.

Корреляция Данэма и Кэма (DC) [4] была первым и каноническим обновлением модели AM, в которой использовались 16 турбин Rolls Royce, изготовленных по технологии 1960-х годов. Он расширил диапазон применения до небольших турбин, сохранив при этом тот же уровень точности. Данэм утверждал , что их модель по-прежнему оставалась самым надежным инструментом проектирования в 1970-е годы, в контексте постепенного внедрения расчета потенциального расхода в промышленности [3]. Однако у следователей не было доступа к базе данных AM и, следовательно, к усовершенствованию

Machine Translated by Google

результат калибровки модели, основанной на общей производительности ограниченного числа турбин. Примечательно, что в тот же период CC [17] вместе с Траупелем [25] опубликовали новые корреляции с различными подходами к аэродинамике турбин . Корреляция Какера и Окапуу (KO) [5] стала вторым обновлением, основанным на 33 турбинах Pratt & Whitney, изготовленных по технологии 1980-х годов, и показала точность до ± 1,5% при оценке эффективности ступени в расчетных условиях. Кроме того, KO, имея высокую уверенность в достоверности диаграммы Смита [14] , которая содержит 70 турбин Rolls Royce, изготовленных в 1960-х годах [26], откалибровал их корреляцию, чтобы точно воспроизвести одну и ту же диаграмму. Ag [6] впоследствии пересмотрел KO для обеспечения рекомпрессии, возникающей в крайне нестандартных условиях и реальных рабочих жидкостях. Кроме того, он может справиться с расчетами S2 от ступицы к бандажу (расчеты S2 от ступицы к бандажу и S1 от лопасти к лопасти, предложенные By [27] относятся к поверхностям потока, на которых двумерные уравнения потока решаются путем усреднения ма Недавно это было подтверждено, особенно в турбинах ORC [28,29]. Несмотря на множество критиков ее ограничений, выбор корреляции AM среди других общедоступных корреляций обусловлен тремя конкретными аспектами. Во-первых, он обладает сравнительно более широкой математической базой и в меньшей степени зависит от эмпирических диаграмм. Во-вторых, он не требует конкретных предположений о распределении скорости поверхности лопатки или необходимости выполнения громоздких математических вычислений. Как следствие, обеспечивается более быстрое решение и лучшая доступность, в отличие от полуэмпирических моделей Бальже и Бинсли [30], Дентона [31] и Кулла и Ходсона [32]. Наконец, прозрачные и ценные детали его развития можно проследить в последовательных работах [2,24,33,34].

В аэродинамике встречаются пять источников общей потери давления, а именно поверхностное трение, сопротивление давления, удар, утечка и потери при смешивании. Однако эта классификация была изменена, чтобы связать эти потери с их местоположением, а не с их феноменологическим происхождением. Корреляции семейства AM предполагали систему потерь в турбине следующим образом:

$$Yt = \frac{ptr,out,is \quad ptr,out}{ptr,out \quad pout} = Yp + Ys + Ycl., \tag{1}$$

- Потеря профиля Yp вызвана ростом пограничного слоя и перемешиванием потока на поверхности лопатки. Это включает в себя трение кожи и сопротивление давлению. В случае, если выходной поток достигает сверхзвуковых скоростей и вызывает толчки вблизи задней кромки, необходимо учитывать дополнительные сверхзвуковые потери Yex . Эти потери возникают исключительно при переходе потока S1 от лопатки к лопатке и, таким образом, предполагают однородность по размаху. • Вторичные потери Ys возникают из-за взаимодействия потока в торцевой стенке и разницы давлений в канале лопатки. Основными действующими лицами являются трехмерные индуцированные вихри и пристеночные пограничные слои. AM, опираясь на модель Картера [35], рассматривал как потоки, так и потери в кольцевом пространстве как одно целое. Эти локальные потери ответственны за неравномерность размаха на кончике лопасти и ступице.
- Потери на утечку на наконечнике Ycl возникают из-за наличия зазора между кончиком лопасти и кожухом, предотвращающего трение вращающегося лопасти о корпус. Хотя это необходимо для завершения системы потерь, эти потери не рассматриваются в рамках данной работы, где приоритет отдается более фундаментальному профилю и вторичным потерям.

Хотя это не указано, корреляции косвенно относятся к потерям полностью смешанного потока. Однако, если быть точным, не существует ни теоретических, ни экспериментальных доказательств, которые могли бы оправдать нарушение уравнения (1), поскольку это по своей сути предполагает незначительное взаимодействие между компонентами [36]. Однако его эффективность может быть обусловлена сравнительно небольшой хордой осевых лопаток турбины и малым временем прохождения потока в лопаточном канале, препятствующим сильному взаимодействию вторичных потоков (всех потоков, отличных от первичного невязкого потока) [7].

Machine Translated by Google

2.2. Потери профиля

Потери профиля AM 2D [37] составляют

$$Y_{p,AM} = Y_{p,\theta in=0} \left(\frac{\beta out}{\beta out = f(s/c,} \right)^{\frac{\theta in}{\theta in}} Y_{p,\theta in=} \left(\frac{\beta out}{\beta out} \right) Y_{p,\theta in=0} \left(\frac{5t_{макс}}{c} \right)^{K_м \left(\frac{\theta в}{\beta out} \right)}, \quad (2)$$

tmax/c, θin, βout).

AM объединила потери в профиле слегка сжимаемого 50% реактивного сопла $Y_{p,\theta in=0}$ и импульсного сопла $Y_{p,\theta in=-\beta out}$, как показано на рисунке 4 на странице 24 в [2], чтобы охватить все промежуточные конструкции. Эта корреляция по своей сути включает потери на заднем фронте, взятые при стандартном tte/s = 0,02. Уравнение (2) было получено в результате испытаний в аэродинамической трубе на малых скоростях и фокусируется на обычных профилях с параболическим изгибом, то есть британских профилях типа T.6. Их экспериментальные результаты показали заметную чувствительность потерь к толщине профиля в профилях импульсов, поэтому в модель была введена поправка на любое отклонение от стандарта tmax/c = 0,2 [34] . Кроме того, существовало изменение в зависимости от (θin/βout) для профилей между импульсными и лопастями сопла, что оправдывало расположение/смешение в уравнении (2). Распределение скорости сопла и импульсных лопастей было представлено на рисунке 5 AM на странице 26 в [34]. Это распределение показывает, что значительная часть всасывающей стороны лопатки, простирающаяся от средней хорды до задней кромки, подвержена влиянию диффузии потока, что в настоящее время считается неприемлемым в стандартах проектирования. Таким образом, использование AM неявно предполагает аналогичное распределение скоростей по профилям современных турбин, что, вероятно, приведет к значительному несоответствию потерь, если не обращаться с ним осторожно [38]. Эту конкретную проблему и связанные с ней последствия необходимо решить при усовершенствовании уравнения (2).

С целью повышения надежности модели АД для последних конфигураций турбин разными авторами было предложено несколько поправочных коэффициентов, обозначенных в данной работе как вспомогательные факторы K [4,5]. Например, в своем последнем обновлении Ag [6] адаптировал корреляцию потерь профиля KO (и, следовательно, AM). Это уравнение содержит несколько вспомогательных множителей и выражается как:

$$Y_{p,Ag} = K_{mod} K_M K_p K_{Re} K_i Y_{p,AM} \quad Y_{tte=0,02c} + Y_{sh},$$
$$= f(e_c/s, \theta in, \theta out, M_{r,in}, M_{r,out}, Re, e/c, k, i) Y_{p,AM}. \quad (3)$$

- Поправочный коэффициент Маха Kp < 1 отражает ускорение потока в лопаточном проходе, снижающее вязкостные потери, и действует в дозвуковом диапазоне $M_{r,out}$ 1. Согласно Ag [6], Kp, впервые введенный KO, несовершенен в экстремально нестандартные условия, особенно когда происходит повторное сжатие во ступице лопатки. Было известно, что KO дал только удовлетворительные результаты в проектной точке [15]. Вей [9] протестировал KO и выявил любопытное нарушение наклона и нефизическое уменьшение прогнозируемых потерь профиля в случаях более высоких положительных значений i , приводящих к рекомпрессии из-за ложных значений Kp . Также примечательно, что влияние числа Маха исследовалось AM [24] и соответствует цели Kp, но, что удивительно, оно не было принято в более раннем уравнении (2). •
- Поправочный коэффициент расширения KM 1 касается локальных слабых толчков на стороне всасывания лопатки в дозвуковом диапазоне чисел Маха на выходе $M_{r,out}$ [0,6–1] и стал более управляемым с точки зрения физики. Этот параметр был впервые введен Д.К. [4] для сверхзвуковых потоков и был получен на основе общей производительности турбины, установленной экспериментально .
- Поправочный коэффициент Рейнольдса KRe применяется к числам Рейнольдса за пределами диапазона перехода [105–5 × 105] и включает шероховатость поверхности, как видно из корреляции CC [17]. На протяжении всего анализа предполагается стандартное окончание e/c = 10-4 .
- Поправочный коэффициент технологии Kmod позволяет устранить технологическое несоответствие $Y_{p,AM}$ при исследовании потерь в профилях турбин после 1980-х годов [37]. Kmod принимает значение 0,825 для меридиональных профилей входа и 2/3 для остальных.

Machine Translated by Google

• Поправочный коэффициент падения Ki 1 обусловливает потерю профиля в нерасчетных условиях и оказался успешным в турбинах до 1980-х годов [39], но слишком консервативным в современных турбинах [15].

Таким образом, целью вспомогательных факторов является калибровка уравнения (2) с учетом лежащего в его основе распределения скоростей без необходимости глубокого понимания или разработки механизмов потерь. Очевидно, это вызвано отсутствием передачи знаний между AM, ДК, KO и Ag [7]. Коэффициент толчков Ysh 0 учитывает локальные толчки, расположенные на профилях ступиц с более толстой передней кромкой при сравнительно высоких скоростях на входе, и рассматривается исключительно как независимые потери, способствующие потерям профиля , как это введено KO. Однако в отличие от KO на него не влияют вспомогательные факторы. Если Mr,out 1, то Kp и KM поддерживаются на уровне Mr,out = 1, и сверхзвуковые потери Yex необходимо добавить к Yp в уравнении (3). Аг предложил

$$\text{Да, Ag} = \left(\frac{\text{Господин, аут} \quad 1}{\text{Мистер, уходите}} \right)^2. \tag{4}$$

Надо признать, что это довольно условная формулировка. Однако это сохраняется на протяжении всего анализа, поскольку на данный момент более надежных альтернатив нет.

Как упоминалось ранее, уравнение (2) учитывает потери на заднем фронте для стандартного tte/s = 0,02. Для любого изменения tte/s компания AM предложила поправочный коэффициент по заднему фронту, влияющий на уравнение (1), такой, что

$$Yt = Kte(Yp + Ys + Ycl). \tag{5}$$

Это выражение связывает заднюю кромку с профилем, а также потери вторичного зазора и законцовки и подверглось критике со стороны KO за его слабую физическую обоснованность в отношении последних двух вариантов. Фактически, ни торцевые, ни концевые вихри утечки не остаются тесно прикрепленными к поверхности лопасти после достижения среза лопасти, что делает маловероятным взаимодействие между вихрями и спутным потоком задней кромки. Вместо этого KO применил более интуитивный подход и предложил потери на заднем фронте Yte в качестве независимого компонента [5], так что

$$Yt = Yp + Ys + Ycl + Yte. \tag{6}$$

Однако Yte по-прежнему остается частью Yp в более широком смысле, так что уравнение (1) не сжимается. Чтобы использовать это выражение, необходимо заранее виртуально привести уравнение (2) к tte/s = 0 . Однако Аг продолжил этот подход и сформулировал потерю задней кромки как следствие резкого увеличения площади:

$$Yte,Ag = \left(\frac{\qquad}{\text{тте о - тте}} \right)^2. \tag{7}$$

Коррекция до нуля заднего фронта уравнения (2) выполняется путем вычитания Ytte =0,02s .

2.3. Вторичные потери

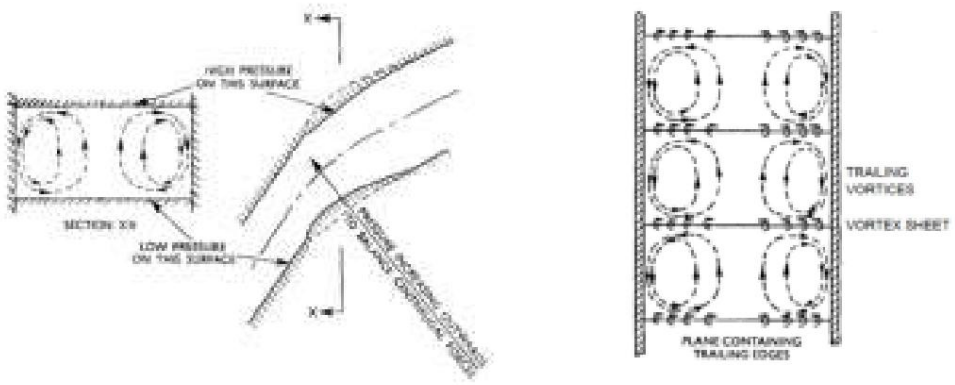
Валовые вторичные потери AM 3D представлены следующим уравнением [2]:

$$Ys,AM = \lambda AMZ, = f(\beta in, \beta out, \theta in, Aout/Ain, rhub/rtip). \tag{8}$$

Это компактное выражение стало результатом непрерывных усилий по интерпретации вторичных потоков на торцевой стенке турбины. λAM и Z являются внутренними параметрами корреляций AM и взяты из работы Картера [35], который опирался на классическую теорию вторичного потока. Целью AM было определить общую и уникальную основу между осевыми компрессорами и турбинами для количественной оценки вторичных потерь, поскольку (исторически) была цель использовать в основном одинаковые лопатки для обоих устройств. Теория связывает торцевые вихри с прохождением

Machine Translated by Google

вихри, возникающие в искривленных каналах [40]. Последние возникают из-за искажения пограничного слоя входной торцевой стенки из-за дефицита скорости у стенки и градиента давления в канале лопатки, что приводит к возникновению винтового поперечного движения потока, распространяющегося по всему каналу лопатки, как показано на рисунке 1а.



(а) (б)

Рисунок 1. Механизмы вторичного потока, рассмотренные Картером [35]. (а) Классическая модель вторичного потока. (б) Модель каскадной подъемной линии.

Поскольку Картер стремился к практической модели для количественной оценки потерь, понесенных этими проходными вихрями, он провел аналогию с теорией подъемных линий, чтобы получить приближение первого порядка . Идея, которую использовал Картер, основана на невязком вихревом слое задней кромки, создаваемом потоком, циркулирующим вокруг лопасти. Будучи неустойчивыми, замкнутые вихревые нити вихревого полотна сворачиваются в висячие вихри на концах лопастей, как показано на рисунке 1б. На основе качественного анализа некоторых экспериментальных данных, полученных после лопасти, смоделированные следящие и проходные вихри были эквивалентны, чтобы установить корреляцию вторичных потерь [35]. Следовательно, индуцированное сопротивление при равномерной циркуляции по размаху рав

$$CD,c = \frac{1}{4}\frac{C_{Л,м}^2}{c/c}\left(1 - \frac{2H'}{\text{час}}\right) = \lambda AM\, c/c\, \frac{C_{L,m}^2}{c}, \quad (9)$$

где H' - расстояние от середины пролета лопасти до ядра вихрей на торцевой стенке. Эти потери последовательно отражают потерю работы из-за нагрузки на лопасти и ширины вихрей ; аналогия с силой смещения времени. Впоследствии AM заменил H' эмпирическим параметром Эйнли λAM, который показан на рисунке 16 на странице 31 в [34] и который неявно отражает характеристики вихря. Используемый коэффициент подъемной силы CL,m относится к средней скорости и относится к среднему углу βm, где

$$\text{кл,м} = 2\,\frac{c}{c}(\tan \beta in \quad \tan \beta out) \text{ потому что } \beta m, \quad (10)$$

и

$$\beta m = \tan\left(1\,\frac{\tan \beta in + \tan \beta out}{2}\right). \quad (11)$$

Он был преобразован в Ainley Loading Z c:

$$Ys,AM = CD,s(\cos2\,\beta out/\cos3\,\beta m)(c/s) = \lambda AMZ, \quad (12)$$

где:

$$Z = \frac{C_{Л,м}^2}{c/c}\frac{\cos2\,\beta out}{\cos3\,\beta m}\frac{c}{c} = 4(\tan \beta in \quad \tan \beta out)\,\frac{2\cos2\,\beta out}{\cos \beta m}. \quad (13)$$

В этом уравнении предполагается отношение осевых скоростей AVR и отношение средних радиусов к, при этом: AVR = Wz,out/Wz,in = к = rin/rout = 1 и полностью независимое от s/c. Обратите внимание, что изменение нагрузки на лопасти из-за изменения шага хорды не может быть идентифицировано [41]. По сути

Machine Translated by Google

на самом деле это выражение намного ближе к коэффициенту подъемной силы одиночного профиля. Выбранная теория подъемной линии также используется в устойчивых и несжимаемых условиях и применяется к лопастям с малым развалом/нагрузкой, чтобы гарантировать линейность задачи. В результате в лопатках импульсной турбины могут возникнуть большие расхождения во вторичных потерях [8] , а уравнение (13) может ошибочно игнорировать другие параметры при высоких нагрузках [10]. В AM знали об этой проблеме, учитывая нехватку лопаток с высокой нагрузкой в их базе данных [34].

Также интересно отметить, что в уравнении (12) произошла математическая «ошибка». В норме результат должен был быть [40]:

$$Ys,AM = CD,s(1/\cos\beta m)(c/s), \tag{14}$$

и, следовательно, уравнение (13):

$$Z = 4(\tan\beta in \quad \tan\beta out) \quad {}^{2}_{\text{потому что }\beta m} \tag{15}$$

что дает результаты на несколько порядков выше. Это указывает на то, что уравнение (12) , скорее всего, было эвристически адаптировано для соответствия измерениям. Поэтому, поскольку они не имеют большого физического смысла, λAM и Z не могут быть разобраны при анализе
Это неудивительно, поскольку вторичные потери AM в уравнении (8) были откалиброваны по формуле:

$$Ys = Yt \quad Yp \tag{16}$$

Это соответствует уравнению (1) при отсутствии потерь зазора, но имеет другое значение . Фактически, вторичные потери были откалиброваны путем вычитания измеренных истинных общих потерь из смоделированных потерь профиля по уравнению (2). Следовательно, уравнение (8) включает в себя ошибки, связанные с уравнением (2). Как и в случае с λAM и Z, вторичные и профильные потери также не следует использовать отдельно, поскольку они связаны между собой уравнение

Данэм [19] раскритиковал подход Картера, но все же полагался на него для создания

$$Да,AMDC = 0,0334KAR \quad \frac{\cos}{\beta out} \quad 3, \tag{17}$$

$$\cos\theta in = f(H/c, \beta in, \beta out, \theta in).$$

Коэффициент удлинения KAR 1 связывает интенсивность вихрей на торцевой стенке с высотой лопасти и, как сообщается, имеет сомнительную надежность [42]. DC упростил множители в уравнении (13), используя каскадную конфигурацию.

$$\lambda AM = f \quad \frac{(An,out\cos\beta out/An,in\cos\theta in)^{2}}{(1 + dhub/dtip)} = e \quad \frac{1}{2} \quad {}^{\text{потому что }\beta out,}_{\text{потому что }\theta in} \quad {}^{2} = 0,0334KAP \quad {}^{\text{потому что }\beta out,}_{\text{потому что }\theta in} \tag{18}$$

Ожидается, что константа 0,0334 будет охватывать большую часть толщины входного пограничного слоя и была получена путем калибровки по общим данным о производительности турбины [22]. Несмотря на то, что этот грубый подход не позволяет оценить потери каскадных течений на торцевой стенке ниже по течению [18], тем не менее, было доказано, что он более точен, чем большинство уточненных корреляций, протестированных и сравненных при различных профилях входного пограничного слоя [43]. В конце концов, Ag улучшил уравнение (17) до

$$Ys,Ag = KpKRe \quad \frac{{}^{2}_{\text{года ,AMDC}}}{2\,1 + 7,5_{\text{года,AMDC}}} \quad {}^{\overline{1}\,2}, \tag{19}$$

$$= f(Mr,in, Mr,out, Re,e/c)Ys,AMDC,$$

который разделяет Kp и KRe уравнения (3) [6]. Тем не менее, KRe был унаследован от DC и позже был удален KO. Они, конечно, не пришли к единому мнению относительно влияния вязкости на течение в торцевой стенке, и, что интересно, дебаты все еще продолжаются. Это правда, что вихри на торцевой стенке в основном создаются невязкими механизмами. Однако их рост в проходе лопатки сильно зависит от течения пристеночного пограничного слоя, предшествующего передней кромке лопатки.

Machine Translated by Google

и непрерывное взаимодействие с пограничным слоем поверхности лопатки. Таким образом, подход DC и Ag более правдоподобен. Манипулирование квадратным корнем предотвращает выбросы потерь в экстремально нерасчетных условиях. Эта функция оказалась особенно важной при оптимизации. Фактически, алгоритм поиска может непреднамеренно использовать несоответствия корреляции для достижения своей цели [44].

Опять же, вспомогательные факторы действуют как умеренные множители основного уравнения (17). Интересно отметить, что корреляция потерь осевой турбины исследовалась в контексте центробежных турбин, а точнее взаимодействия вспомогательных факторов [23]. Резкие изменения аэродинамических параметров не вызвали сопоставимого изменения вспомогательных факторов, которые могли бы гарантировать надежные решения. Следовательно, эти вспомогательные факторы могут поддерживать лишь незначительную и индивидуальную регулировку, и, таким образом, корреляцию осевой турбины следует использовать только с осевыми турбинами.

3. Улучшение потери профиля

Корреляция Ag [6], являющаяся новейшей системой полной потери, представляет собой наиболее подходящий сосуд для последовательных улучшений. Таким образом, потери профиля из уравнения (3) преобразуются в

$$Yp,Enh = 0{,}914KmodKMKpKReYp,AM + Ysh + Yinc, = f(ec/s, \theta in, \theta out, Mr,in, Mr,out, Res ,e/c, k, i, dLE/s, WeLE, AVR) Ara, AM, \quad (20)$$

в котором уравнение (2) переписывается как

$$Yp,AM = Yp,\beta in=0 \left(\frac{\beta вход}{\beta выход}\right) \left(\frac{\beta вход}{\beta выход}\right) Yp,\beta in= \beta out \; Yp,\beta in=0 \left(\frac{5tмакс}{c}\right) Км^{\frac{\beta вх}{\beta out}}, \quad (21)$$

$$= (s/c, tmax/c, \beta in, \beta out, \psi Z).$$

Продолжая расстановку вспомогательных факторов в уравнении (3), было сделано несколько незначительных изменений.

1. Угол металла θin в уравнении (21) был заменен расчетным углом потока βin. На практике лучшая непрерывность рабочего процесса проектирования достигается, если сначала сосредоточиться на углах потока, а затем получить углы металла. Современные турбины, как правило, имеют небольшое отрицательное воздействие, чтобы обеспечить низкие потери в конструкциях с отключением. Скорее всего, использование θin потребует дополнительных итераций в процессе предварительного проектирования.
2. $Yp,\beta in=0$ и $Yp,\beta in= \beta out$ в уравнении (21) масштабировались с помощью общего с/к. Прежде чем разрабатывать модификации, анализируется контекст, в котором они были созданы, и сравнивается с текущей практикой. В 1940-е годы профилирование лезвий было эмпирической наукой. Он состоял из набора стандартных профилей и был организован в каскадную конфигурацию с небольшими допустимыми изменениями. Этот подход был унаследован от осевых компрессоров и гарантировал экономическую эффективность, поскольку облегчал производство. Невозможно было уловить тенденцию производительности каскада, не прибегая к громоздким испытаниям методом проб и ошибок в аэродинамической трубе до определения компетентного профиля. Это существенно контрастирует с современными методами профилирования, которые предлагают тщательный мониторинг и автоматическую оптимизацию распределения скорости поверхности лопатки . $Yp,\beta in=0$ и $Yp,\beta in= \beta out$, безусловно, были получены из компетентных, но устаревших профилей, в которых распределение скорости поверхности лопатки или эффективность стали неприемлемыми в соответствии с современными стандартами [34]. Поскольку они образуют краеугольный камень уравнения (2), было бы неразумно инициировать большую модификацию с риском нарушения расположения вспомогательных факторов в уравнениях (3) и (20).
   Вместо этого предлагается метод масштабирования с помощью эталонного s/c, аналогичный тому, который применяется к картам производительности компрессора. В процессе проектирования s/c устанавливается в соответствии с компромиссом между эффективностью и стоимостью. Если преобладает соображения эффективности, выбирается оптимальный s/c , который минимизирует потери профиля, в данном случае уравнения (2) , так что любое отклонение s/c приводит к увеличению потерь профиля или просто к ухудшению эффективно

Machine Translated by Google

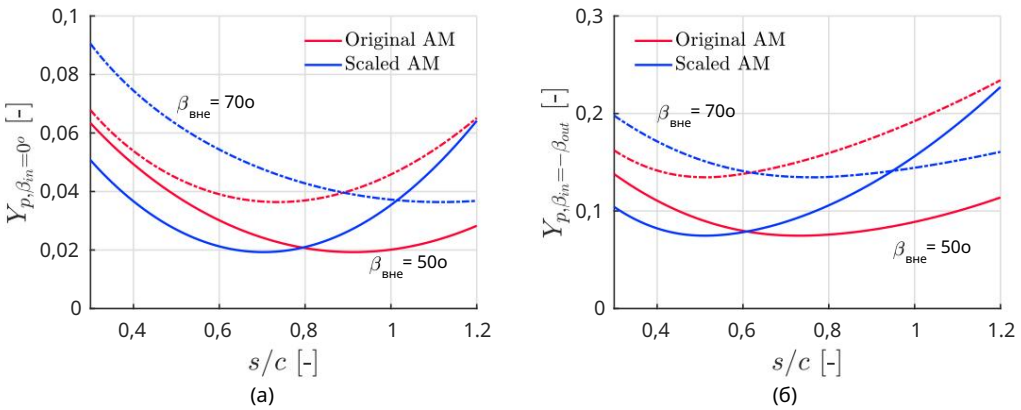
оптимальные значения s/c Yp ,βin=0 и Yp,βin= βout фиксированы и специфичны для компетентных профилей. Тогда проблема будет заключаться в его нечувствительности к другим типам профилей. Учитывая это , предлагается разумный подход, который поддерживает тренд Yp,βin=0 и Yp,βin=-βout и масштабирует оптимальное соотношение шага к хорде s/cAM уравнения (2) до нового оптимального s/c. . Цель состоит в том, чтобы распространить уравнение (21) на другие профили, в которых оптимальный s/c подчиняется другим правилам проектирования. Среди них выбирается известный критерий Цвайфеля [11], унаследовавший его гибкость, а его несжимаемый критерий обобщается д

$$\text{бс/cZ} = 2\,\text{c}\ \frac{1}{\left|\frac{1}{\text{ABP}}\ \tan\beta\text{in} \quad \tan\beta\text{out}\right|}\ \frac{\psi Z}{\cos^2\beta\text{out}}, \tag{22}$$

введение передаточного числа осевых скоростей AVR в качестве дополнительного конструктивного параметра. Значение ψZ за пределами диапазона [0,6–0,8], рекомендованного Цвайфелем, выбрано для достижения более высокого оптимального отношения шага к хорде s/cZ в современных турбинах. Важнейшим фактором масштабирования является:

$$\text{fs/c} = \text{s/}\frac{\text{s/cZ}}{\text{cAM}} = f(\text{s/c}, \beta\text{in}, \beta\text{out}, \text{AVR}, \psi Z, \gamma), \tag{23}$$

которое умножается на s/cAM уравнения (21). Обратите внимание, что Yp,βin=0 и Yp,βin= βout аппроксимируются полиномами относительно соответствующих оптимальных s/c (формулы аппроксимации Турнье и Эль-Генка [45], Корпелы [46], Онжера [6] и Concepts/ETI [47] были протестированы при экстремальных значениях βout = 30 и βout = 80 ; Турнье и Эль-Генк показали лучшие результаты), так что процесс масштабирования не изменил их наклон. Как показано, исходные и масштабированные Yp,βin=0 и Yp,βin= βout изображены при углах выходного потока βout = 50 и 70 на рисунке 2, с ψZ = 1, типичным для современных турбин.



(а) (б)

Рис. 2. Оптимальное соотношение шага и хорды потерь профиля АД [2] при ψZ = 1. (а) Сопло βвх = 0 . (б) Импульс βin = βout.

Оба рисунка 2a,b согласуются с минимальным сдвигом. При βвых = 70 достигается, более крупный S/C может быть лучшее управление потоком в пограничном слое при профилировании лопатки. Однако при более низком решение с , значении s/c используется tp, чтобы обеспечить соответствие ψZ = 1. Это нежелательное βout = 50 , так как это увеличило бы вес конструкции. Наложено экономически эффективное ограничение, чтобы не допускать fs/c 1,1.

3. Поправочный коэффициент Рейнольдса KRe был скорректирован с учетом длины поверхности всасывания и становится функцией числа Рейнольдса Res поверхности всасывания . Толщина импульса поверхности всасывания может быть причиной до 90% потерь профиля [32], поэтому поток на поверхности всасывания логически должен быть приоритетным.

Machine Translated by Google

4. Потери падения Yinc заменяют коэффициент падения Ki в уравнении (3) и действуют как полностью независимый фактор, внося свой вклад в потерю профиля. По данным Мустафы и др. [15] современные турбины проектируются с относительно более толстыми передними кромками и более плавными кривизнами передней части, чтобы замедлить отрыв пограничного слоя в широком диапазоне углов падения и сохранить потери на низком уровне. Эта особенность не может быть отражена в консервативном Ki . этом отношении Беннер и др. [48] сформулировали полиномиальную потерю падения Yinc, совместимую с KO и использованную в уравнении (20).
5. Потери на заднем фронте Yte,Ag в уравнении (7) нечувствительны к изменению условий работы турбины и, таким образом, были сочтены неподходящими для модификаций. В качестве альтернативы рассматривается Yte KO, включающий в себя множество ключевых аэродинамических параме

$$\Phi te,KO = \Phi te,\beta in=0 \frac{\beta вход}{\beta выход} \frac{\beta вход}{\beta выход} \Phi te,\beta in= \beta out \Phi te,\beta in=0 . \quad (24)$$

Замена θin на βin следует тем же соображениям, что и уравнение (21). Опираясь на потери профиля AM в уравнении (2), KO смешал смешивание выходного пограничного слоя и базовые потери давления в сопле и импульсных лопатках [5]. Вместо вычитания , как в уравнении (3), виртуальная коррекция Yp до tte/s = 0 приводит к умножению на 0,914 в уравнении (20). Последнее соответствует значению Kte , предложенному AM в уравнении (5) при стандартном tte/s = 0 [2]. Теперь преобразование уравнения (24) в Yte включает Mr,out [49]. Это свойство, специфичное для общего коэффициента потери давления, и его нельзя учитывать как часть корреляции. Однако недавняя литература доказала свою зависимость от Mr,out , но не выявила какой-либо корреляции, совместимой с семейством AM [50]. Удобно, что уравнение (24) было получено в ходе испытаний на низкой скорости тем же способом, что и уравнение (2). Это означает, что вспомогательные факторы, определенные для потерь профиля, могут быть разумно распространены на потери на задней кромке. Учитывая значимость сжимаемости и эффектов Рейнольдса, уравнение (24) преобразуется в

$$Yte,Enh = KMKpKReYte,KO, = f(\beta in, \beta out, tte/o, Mr,in, Mr,out, Res ,e/c). \quad (25)$$

4. Пересмотренные вторичные потери

В свете проблем, раскрытых ранее в уравнении (9), его условия были пересмотрены. Цель состоит в том, чтобы определить лучшее произведение нагрузки и перемещения, опирающееся на надежную физическую основу, и отойти от подхода, используемого в уравнении (16). Последнее подразумевает, что каждый вклад должен быть полностью независимым, как в уравнении (1). Интересно, что в ранних работах [24,33] существовала формулировка, предшествовавшая уравнению (8) :

$$Ys,AM = 0,04\ 1 \quad \beta out \quad \frac{\theta in}{} \quad C \frac{2}{Л, выход,} \quad (26)$$

используя коэффициент подъемной силы, основанный на скорости на выходе

$$CL,выход = 2\frac{c}{c}(\tan \beta in \quad \tan \beta out) \cos \frac{\cos 2 \beta out}{\beta m} . \quad (27)$$

К сожалению, по мнению AM [34], от уравнения (26) отказались в пользу модели Картера [35], поскольку оно имеет более прочную теоретическую основу и обеспечивает общую основу для будущих моделей компрессоров и турбин . Вопреки их ожиданиям, осевые компрессоры и турбины не прошли одинаковый путь эволюции. Как бы странно это ни звучало, в данном контексте уравнение (26) имеет смысл. В частности, CL,out согласуется с анализом турбины, чего нельзя сказать о Z в уравнении (8), которое основано на CL,m в уравнении (10).

Machine Translated by Google

Улучшение вторичных потерь начинается с CL, перегруппированного и обобщенного в коэффициент прочности подъемной силы.

$$\frac{CL,выход}{c/c} = 1 + \frac{1}{ABP}\left(\frac{к}{ABP}\tan\beta in - \tan\beta out\cos^2\underset{потому\ что\ \beta m}{\beta out}\right). \quad (28)$$

Полагая AVR = к = 1, уравнение (27) восстанавливается. Современные турбины обладают меридиональным каналом потока, который вызывает радиальное смещение линий тока так, что к = 1. Последнее вызывает силу Кориолиса и может снизить производительность работы [51]. Более того, расширение через каждый ряд неизбежно ускоряет поток и, следовательно, неизменность AVR даже на ранних стадиях проектирования, что, таким образом, является плохим предположением. Этот аспект будет служить для последующей оценки надежности корреляции. Кроме того, βm также обобщает

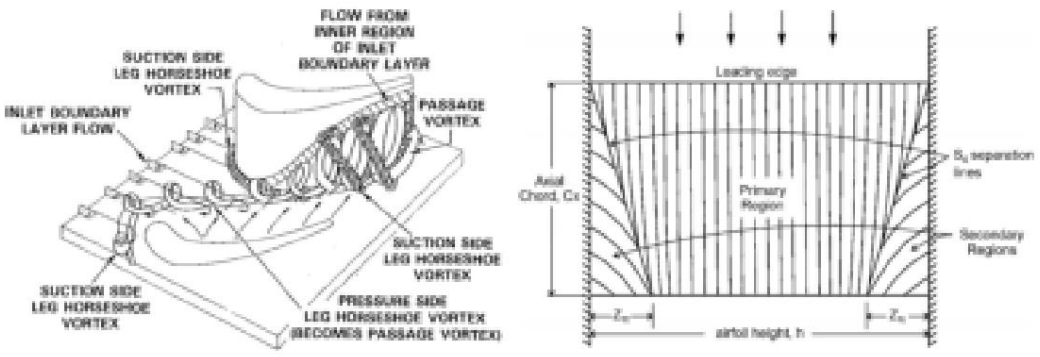
$$\beta m = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{1}{ABP}\tan\beta in + \tan\beta out}{1 + \frac{1}{ABP}}\right). \quad (29)$$

С тех пор были созданы тщательно разработанные модели торцевых вихрей, которые заменили классическую теорию вторичного течения. Среди них глубина проникновения проходного вихря, описанная Шармой и Батлером [12], позже увеличенная Беннером и соавт. [13] предлагается в качестве замены λAM :

$$\frac{Зте}{час} = \frac{0{,}1F\theta^{0{,}79}}{\overline{CR(H/c)}^{0{,}55}} + 32{,}7\left(\frac{\delta}{час}\right)^2, \quad (30)$$

$$f(H/c, \delta/H, \beta in, \beta out, \gamma, s/c, AVR).$$

Как только набегающий поток на торцевой стенке сталкивается с лопаткой, первое разделение происходит на передней кромке, создавая подковообразный вихрь, как показано на рисунке 3a. Под действием градиента давления в проходе и поперечного трения нажимная опора постепенно усиливается и перемещается в сторону всасывающей стороны соседней лопатки. При этом присоска остается возле стенки всасывания. В конце концов, обе ветви противоположной завихренности совпадают в точке минимального давления. Всасывающая ветвь начинает вращаться вокруг доминирующей ветви давления, также называемой проходным вихрем. Последний проводит демаркационную линию S4 на стороне всасывания лопатки. Шарма и Батлер предположили, что S4 симметричен и линейен, начиная с передней кромки и образуя треугольник, как показано на рисунке 3b. Zte/H соответствует ширине проходного вихря, взятой на задней кромке. Он также отличается от λAM весом, приписываемым параметрам. Например, AM отдавал приоритет соотношению площадей Aout/Ain над поворотом лопасти βin + βout, поскольку было лишь мало доказательств влияния нагрузки на лопасти [34]. Напротив , генетический алгоритм, использованный Беннером и соавт. выявили более сильное влияние тангенциальной силы лопасти Fθ , а не коэффициента схождения CR, аналоги



(а) (б)

Рисунок 3. Модель торцевых вихрей. (а) Новая модель вторичных потерь [12]. (б) Глубина проникновения проходного вихря [13].

Machine Translated by Google

Коулл и Ходсон [10] указали на отсутствие указаний при расчете толщины смещения вверх по течению δ /H. Это незначительная проблема, поскольку можно прибегнуть к классическим формулам или разумным оценкам. Тем не менее, он по-прежнему не может учитывать увеличение потерь на торцевой стенке ниже по потоку [18]. В турбинной среде эта проблема становится менее актуальной, поскольку вихревой поток нарушается последовательными рядами лопаток, разделенными коротким зазором между рядами. Порог уравнения (30) составляет Zte/H = 0,5, выше которого происходит слияние торцевых вихрей и возникает отчетливая динамика потока.

Дополнительное внимание уделяется соотношению сторон H/c. Увеличение высоты лопатки H и укорочение хорды c увеличивают H/c , но по - разному влияют на вторичные потери [34]. Эта проблема была поднята в первых каскадных тестах Крафта [52], которые выявили нечувствительность вторичных потерь при изменении c. Традиционная интерпретация , отраженная вспомогательным коэффициентом KAR в уравнениях (17) и (19), заключается в том, что вторичные потери обратно пропорциональны H/c. Это справедливо, когда H варьируется, но c не уделяется особого внимания. Однако когда H/c приближается к 0, KAR стремится к бесконечности и наоборот. Это противоречит реальной физике вторичного течения. Тейя на своих рисунках 10–12, стр. 25–26 даже показал, что структура торцевых вихрей не меняется при изменении H за пределами определенного критического соотношения сторон [42]. Он пришел к выводу, что взаимодействие между торцевыми вихрями отсутствует и, следовательно, вторичные потери должны оставаться постоянными. Ниже определенного критического соотношения сторон, изменяющегося H, вихри сливаются вместе и усиливают потери. Его наблюдение предлагает новое понимание отмеченного несоответствия, но не имеет ключевой проверки. Примечательно, что корреляция между взаимодействием и потерями вихрей не установлена, что вряд ли может служить аргументом в пользу нечувствительности вторичных потерь для всех H/c перед слиянием. Кроме того, не было предоставлено никаких средств для оценки его критического удлинения. Частично опираясь на его наблюдение, в уравнении (30) устанавливается инвариантность к H/c выше H/c = 2 . H/c = 2 соответствует традиционному порогу, ниже которого наклон KAR становится более резким. В то же время смещение размера базы данных в уравнении (30) снижает его достоверность за пределы того же порога [13]. На этом этапе осторожно выдвигается предположение, что усиление потерь происходит еще до слияния вихрей в пределах H/c 2. Проблема с c остается нерешенной.

Заменяя уравнение (8), основные вторичные потери равны

$$Ys,b = 2 - \frac{1}{\frac{Зте}{час}} \quad \frac{CL,out}{s/c} \quad ^2, \tag{31}$$

$$= f(H/c, \delta \quad /H, \beta in, \beta out, \gamma, s/c, AVR, \kappa),$$

с учетом пары торцевых вихрей и их ядра, расположенного на уровне Zte/2H, как показано на рисунке 3b. Это учитывает структуру потерянной работы с параметрами нагрузки и перемещения. Квадрат CL ,out/(s/c), как и в уравнении (26), унаследован из классической теории подъемных линий, которая связывает торцевую стенку и индуцированные вихри. Он дает значения, которые на несколько порядков ниже Z , следовательно, преобладание CL,out/(s/c) над другими параметрами естественным образом предотвращается.

Независимость s/c в уравнении (19) подвергалась критике, как и это не соответствует действительности [41,53]. Практика относится к оптимальному s/c только с учетом потерь профиля, до сих пор нет доступных исследований, которые бы рассматривали общий оптимум как для профиля, так и для вторичных потерь [19]. Тангенциальная сила Fθ из уравнения (30) использует s/c в качестве индикатора нагрузки и не может служить этой цели. В качестве разумной попытки учесть усиление вторичных потерь, вызванное отклонением профиля s/c от оптимального, предлагается вспомогательный фактор.

$$Ksc = 1 + 10 \; 1 \quad s/cZ \; \frac{s/c}{} \quad ^2, \tag{32}$$

$$= f(s/c, \beta in, \beta out, AVR, \psi Z, \gamma).$$

Это полиномиальное выражение было получено путем подбора каскадных данных Пердичицци. и Доссена [41], как показано на рисунке 4.

Machine Translated by Google

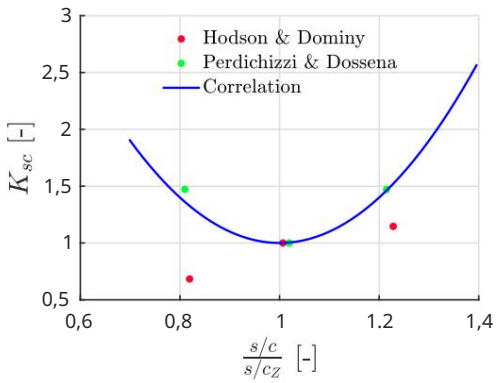


Рисунок 4. Вспомогательный коэффициент оптимального отношения шага к хорде для вторичных потерь.

Тесты проводились для s/c = 0,58, 0,73, 0,87 и i [60–+35] . Выделенные точки являются результатом усреднения по диапазону падения и нормализации по s/cZ с ψZ = 0,6, чтобы можно было нарисовать четкую параболу. Для сравнения также были экспонированы и нормализованы данные Ходсона и Домини [53] с ψZ = 0,9. По тренду видно, что их профили LPT не были оптимизированы при номинальном s/c и, таким образом, их результаты опущены. Величина уравнения (32) ограничена значением 1,5 за пределами диапазона [0,8–1,2] в качестве меры предосторожности, учитывая нехватку данных. Наконец, увеличенные вторичные потери, сохраняя тот же порядок, что и в уравнении (19), обновляются как

$$Ys,Enh = KscKpKRe \quad \frac{Д_{с,б}^{2}}{1 + 7,5Y_{с,б}^{2}} \quad \overline{т}_{2}, \tag{33}$$

$$= f(s/c, \psi Z, \gamma, Mr,in, Mr,out, Res, e/c, H/c, \delta /H, \beta in, \beta out, AVR, \kappa).$$

Продолжаются дальнейшие обсуждения последних работ. Тейя [42] предположил, что потеря профиля должна увеличиваться с ростом H/c. Он утверждал, что увеличение H влечет за собой дополнительные потери, поскольку пограничный слой покрывает большую площадь поверхности. Это подразумевает трехмерный эффект, который нарушает двумерную однородность потерь профиля по размаху, предполагаемую в уравнении (1). Аналогичную попытку предприняли Беннер и др. [54] с альтернативной разбивкой потерь

$$Yt = Yp\ 1 \quad \frac{Зте}{час} + Да\ . \tag{34}$$

Течение в пограничном слое рассматривалось отдельно в соответствии с разделением площадей на стороне всасывания на рисунке 3б. Они заявили, что их корреляция вторичных потерь включает в себя потерю профиля вторичных областей, что маловероятно, поскольку их генетический алгоритм поиска устранил трение кожи лезвия во время разработки их корреляции. В этом смысле чистые потери профиля ограничены основной областью, ограниченной S4. Хотя эти результаты интуитивно понятны, они несовместимы со старыми корреляциями, особенно когда Yp уравнения (34) все еще соответствует KO.

Чтобы убедиться в достоверности обновления, оно должно достичь статистической значимости и, следовательно, требует большой базы данных. Основная задача в этой системе — собрать достаточное количество общедоступных тестов турбин, чтобы можно было провести объективный анализ. В предыдущем исследовании [23] были собраны 33 дозвуковых каскада (15 статических и 18 вращающихся), отделенных от одноступенчатых турбин. Применяется тот же подход, и предыдущая каскадная база данных увеличена до 109 образцов (54 статических и 55 вращающихся) для повышения репрезентативности. Диапазон их ключевых конструктивных параметров представлен в таблице 1.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Диапазон расчетных параметров каскадной базы данных.

Параметры	Мин	Макс
с/ц	0,498	0,974
Х/к	0,456	6.493
Мистер, в	0,071	0,649
г-н,выход	0,149	1.280
βвх + βвыход	45,6	138,9
Re	4,538 × 104	6,025 × 106
Рез	5,487 × 104	1,1185 × 107

Хотя было высказано мнение, что надежность должна иметь приоритет над точностью в на раннем этапе рассмотрения будут изучены оба аспекта. Для этой цели высокоточный CFD на каскадах проводилось моделирование, и решения служили эталоном.

в анализе.

Хотя потери на утечку Ycl не рассматриваются в этой статье, крайне важно выбрать совместимую модель потерь на утечку для завершения системы уравнения (1).

С этой целью недавние корреляции Яраса и Шоландера [55] или Фарохи [56] рекомендуется.

5. Численный метод

Поскольку численные устойчивые решения служат для определения Yt , их достоверность должна быть гарантировано. Речь идет об их преобладающей зависимости от числовой дискретизации и моделирование турбулентности [57]. Без надлежащей проверки и валидации любые произведенные решения были бы ненадежными [58]. В связи с этим в предыдущем исследовании [23] было принято систематическая процедура V и V [59] для идентификации численной схемы (сетка и турбулентность модель) лучше всего подходит для моделирования аэродинамики турбины. Оно было исполнено на Пример испытания ротора турбины Ахена [60] с помощью NUMECA FINE/Turbo [61] и представил Расчетная численная погрешность составила 3,79% от экспериментального значения. Последний значительно ниже чем стандарт точности ±15% корреляций [34,38], что оправдывает использование CFD в оценке.

Расчеты проводились с использованием коммерческого пакета NUMECA FINE/Turbo [61] чья архитектура кода обеспечивает максимальную точность второго порядка. Чтобы уловить анизотропию и влияние кривизны и объемных сил на турбулентность, запатентованная технология скорректированная явная алгебраическая модель напряжения Рейнольдса, чувствительная к разделению (SSC-EARSM), была выбран. По сравнению с традиционной моделью EARSM [62] она была откалибрована по шкале адаптивное моделирование для увеличения турбулентного перемешивания в области отрыва потока и улучшения пристеночное поведение анизотропии. Сетки проходов с одиночными лопастями были созданы с помощью полуавтоматический сетчатый станок AutoGrid5. Топология O4H, состоящая из групп криволинейных были приняты структурированные шестигранные блоки. Большая часть клеток группировалась в границы стенок и пересечения плоскостей, чтобы обеспечить, во-первых, внутреннее расстояние между ячейками, характеризующееся $й^{+}$ 0,8 в пределах вязкого подслоя. Используемое разрешение сетки составляло около 2,7 × 106. узлы. Для обеспечения надежности алгоритма необходим однородный профиль абсолютной общей температуры. и давление оказывалось на входном участке, расположенном на одной хорде выше по течению от ведущей край. Это также гарантирует контроль пограничного слоя торцевой стенки на расстоянии отделяет входное пятно от передней кромки лопасти и позволяет использовать классическую формулу в δ оценка в уравнении (30). Статическое давление впоследствии было предписано в выходное пятно расположено на одной хорде ниже по потоку от задней кромки. Это расстояние должно включить смешивание растворов на выходе. Периодические граничные условия были наложены на окружные участки контрольного объема. Все симуляции проводились с реальный газ подается в расчетных условиях, если не указано иное.

6. Точность корреляции

Хотя было высказано мнение, что точность корреляции не должна иметь приоритета, крайний случай со 100%-ной ошибкой тоже недопустим. В этом смысле предел, при котором

Machine Translated by Google

неточность отсутствует, необходимо оценить корреляцию. Для этой цели повторно используется предыдущий датчик с вероятностью Ptol достижения интервала допуска ±15% погрешности [23], это изображено на рисунке 5. Это соответствует вышеупомянутому стандарту точности ±15% [38] и учитывает числовые неопределенности ошибок.



Рисунок 5. Интервал допуска для оценки точности корреляции.

Оценка опирается на простую описательную статистику. Последние требуют ограниченной величины, имеющей близкое к нормальному распределению и включающей уравнение (1). Таким образом, относительная ошибка, нормализованная эталонными решениями CFD, равна

$$E = \frac{Yt,num \quad Yt}{Yt,num}. \tag{35}$$

при наличии большой базы данных предполагается z-распределение [63].

Обновление оценивается вместе с его исходной формой на рисунке 6. Сравнивая прогнозируемые потери каждого каскада, изображенная на рисунке 6a тенденция указывает на более высокую оценку благодаря усиленной корреляции. Отчетливые различия возникают при высоких уровнях потерь, тогда как большинство точек группируются ниже деления пополам на низких уровнях, в пределах диапазона ±0,05. Следовательно, Ag и его обновление умеренно согласны только с низкими потерями. Согласно соглашению о диаграммах рассеяния, центральная полоса представляет среднее значение, а другие меньшие и большие столбцы ограничивают 99% доверительный интервал и стандартное отклонение соответственно. На рисунке 6b показана значительная разница между Ag и его обновлением, при этом их доверительный интервал разделяет расстояние примерно 10%. Обе популяции имеют сопоставимые разбросы, но разброс Ag в значительной степени децентрирован, что демонстрирует систематическую недооценку корреляции Ag. Их различие приводит к последовательному сдвигу среднего значения в отрицательную сторону. Однако, вопреки всем ожиданиям, его распространение не сократилось, а это означает, что обновление по своей сути отошло от исходной модели с точки зрения интерпретации аэродинамики турбины. Априори, если необходимо повысить точность, то относительная ошибка корреляции должна быть равна 0, а стандартное отклонение должно находиться в пределах ±15 %, чтобы обеспечить как минимум Ptol = 66 %. Численные значения собраны в таблице 2 и включают Ptol каждого распределения.

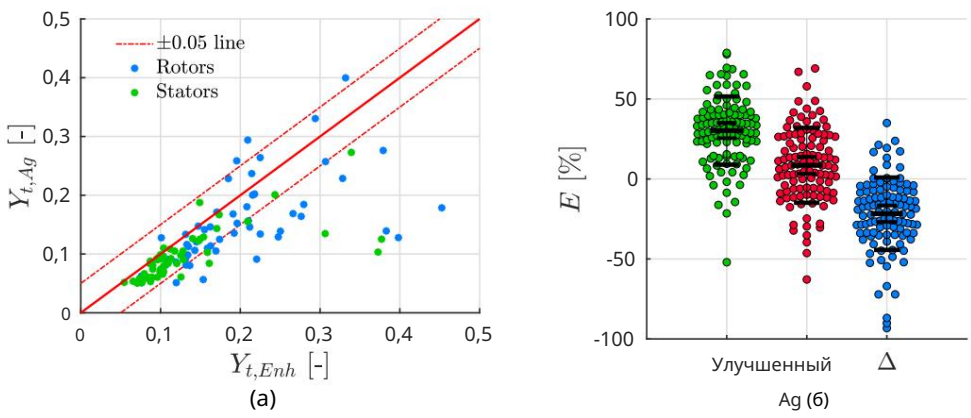


Рисунок 6. Сравнение Ag и усиленных корреляций. (a) Полная потеря. (b) Относительная ошибка общих потерь.

Machine Translated by Google

Таблица 2. Статистические решения базы данных осевого каскада.

Метод	Описательная статистика		
Параметры	E ¯ [%]	σ [%]	Птол [%]
Аг	30,255	21,308	22.018
Улучшенный	8,548	23,409	45.136
	21,707	22,634	33.107

С помощью корреляции Ag можно достичь требуемой точности с вероятностью примерно 25%. Этот результат противоположен предыдущему анализу, в котором сообщалось о оптимистичный Ptol = 45,13% при сохранении сопоставимого σ = 23,41 по 33 каскадам [23]. Весьма вероятно, что среднее значение подвержено смещению размера выборки, в то время как разброс остается инвариант. Улучшенная корреляция превосходит результаты за счет удвоения Ptol при лучшей позиции его средней ошибки. С этим результатом следует обращаться осторожно, так как это может измениться при другом сопоставимая каскадная база данных со сдвигом средней ошибки. С другой стороны, распространение проявляется как барьер, обозначающий предел моделей низкой точности. По этой причине точность следует отнести к методам более высокого порядка.

7. Надежность корреляции

Принимая подход Хорлока [64] и Коулла и Ходсона [32], согласованность тренда оценивается с помощью коэффициента расхода φ и нагрузки ступени ψ. Последнее состояние турбины Треугольник скоростей ступени и эффективность. Их ранний отбор осуществляется под руководством знаменитого Смита. диаграмма [14], после фиксации номера этапа.

Напомним, рисунок 7 получен в результате испытаний на 70 холодных одноступенчатых турбинах, которые реакции варьировались от 20% до 60%. Они были разработаны с AVR = 1 и нулевой заболеваемостью. Коулл и Ходсон дополнили профили лезвий, относящиеся к различным областям карты. Верхняя левая область характеризуется аэродинамическими профилями с наибольшим поворотом и наименьшим КПД. удовлетворить требования к загрузке. В связи с этим нарастающая конвергенция межлопастных проходов требуется для направления потоков с уменьшенным импульсом. Тем не менее, поворот потока можно облегчить. для той же нагрузки и эффективности путем увеличения φ и, таким образом, перехода в верхнюю правую область. В конечном счете, нижняя часть характеризуется малым поворотом и более эффективными аэродинамическими профилями. и то же самое соображение касается конфигурации проточного канала.

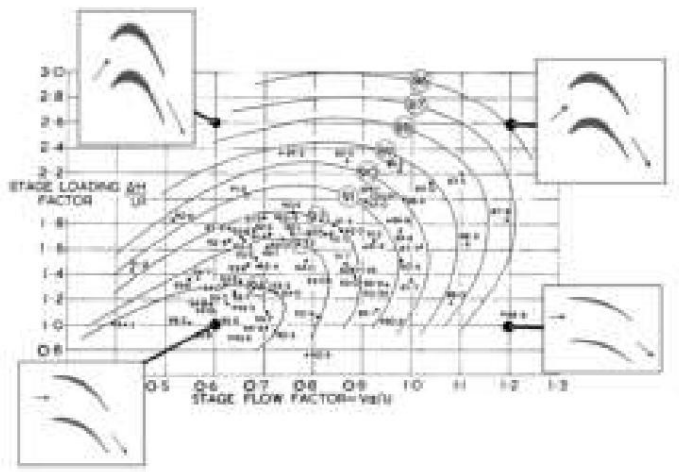


Рисунок 7. Диаграмма Смита, откалиброванная по нулевой потере кончика и реакции 50% [14,32].

Чтобы продемонстрировать надежность, ожидается, что расширенная корреляция будет воспроизводить то же самое. топологию путем изменения φ и ψ, как это пытались СС [17] и КО [5]. С этой целью анализ начинается с проектирования одной ступени LPT с использованием настроек Кулла и Ходсону, чтобы получить общую основу для сравнения и изучить LPT, для которого AM известно, что корреляции не работают [10]. Повторяющийся этап, реакция 50%, постоянная ступица к кончику

Machine Translated by Google

предполагается коэффициент 0,75 и параболический развал. Требования к мощности первой ступени и входные граничные условия взяты из GE E3 LPT [65]. Для справки, расчетные параметры s/c, βout, соотношение скоростей VR= Wout/Win и H/c ротора LPT показаны на рисунке 8 в том же диапазоне ψ и φ , что и диаграмма Смита. Последовательно выводится изоэнтропийный КПД LPT .

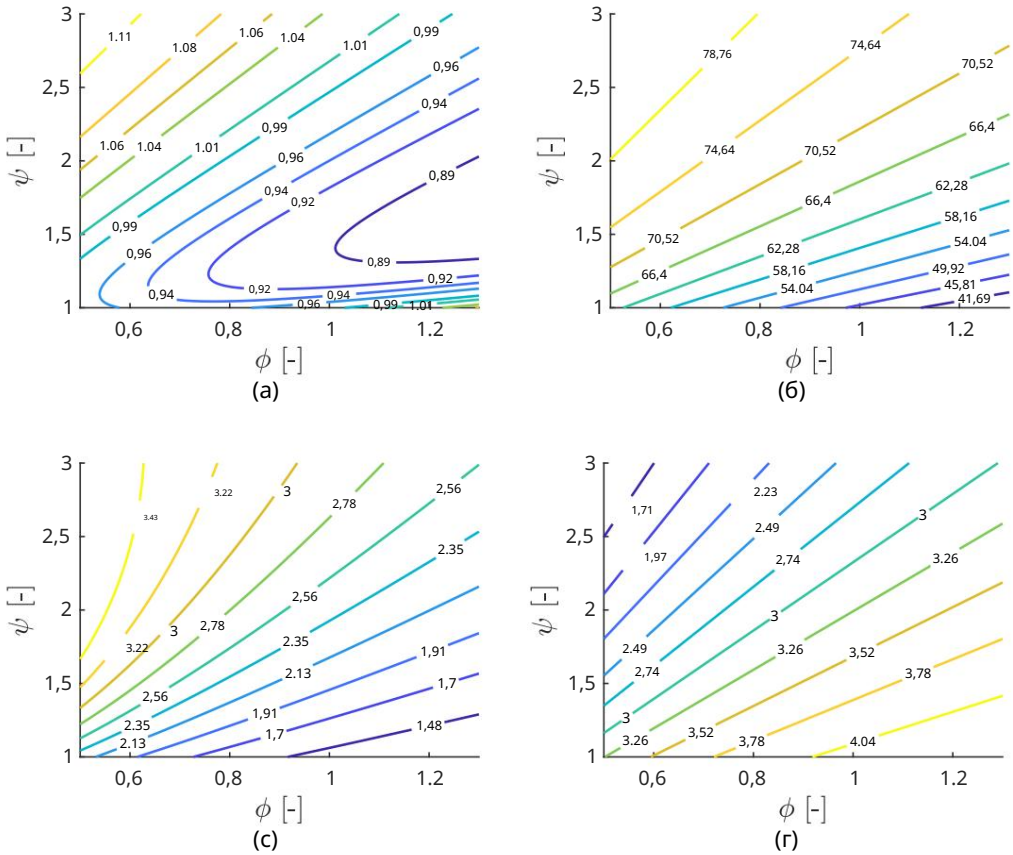


Рис. 8. Треугольник скоростей и диапазоны геометрических параметров ротора LPT. (а) Отношение шага к хорде s/c. (б) Угол выхода потока βout. (в) Отношение скоростей VR. (d) Соотношение сторон H/c.

Во-первых, учитывая эффективность потерь профиля на рисунке 9, неудивительно, что оба контурных графика имеют одну и ту же топологию. Уравнения (2) и (21) отличаются незначительными калибровками, включающими критерий Цвайфеля [11] и расширение вспомогательных факторов до уравнения (24). Кроме того, их нижняя правая область идентична, поскольку согласование критерия Цвайфеля отключено для низких профилей поворота при fs/c > 1,1. Резкий излом контура 0,02 обусловлен Kmod, который меняет свое значение при выходе из профилей сопла при малых ψ [37]. На Рисунке 9a потери профиля сведены к минимуму для большей части нижней части, что отражает профили с низким поворотом, как показано на Рисунке 8b. Большее ψ и меньшие потери возможны за счет увеличения φ, но за счет более низкого s/c, как показано на рисунке 8a. Потери усиливаются в верхней левой области, что соответствует рисунку 7. Рисунок 9b выделяется сравнительно более легким градиентом, вызванным адекватным применением fs/c . За исключением нижней правой области и согласно результатам Коулла и Ходсона [32], уровень потерь, сравнимый с уровнем полуаналитических корреляций Дентона [31] и Коулла и Ходсона [10], на рисунке 10a, б, стр. 7 соответственно .

Затем вторичные потери различаются во всех возможных аспектах на рисунке 10. Вторичные потери Ag [6] остаются низкими для большей части области и увеличиваются к верхней левой области на рисунке 10a. Эта закономерность не характерна для других корреляций семейства AM [10]. Дальнейшую информацию можно получить, анализируя компоненты уравнения (8). Здесь λAM отображает топологию, аналогичную топологии, показанной на рисунке 7 на рисунке 11a. Его минимум достигается в нижней левой области

Machine Translated by Google

и, что любопытно, остается неизменным по отношению к верхнему правому направлению. При этом усиление происходит во всех остальных направлениях, переходя от изогнутых контуров к прямым. С другой стороны, Z соответственно постепенно растет вдоль ψ, достигая самого крутого прямого контура в верхней левой области на рисунке 11c. При разнице в O(103) он, естественно, играет преобладающую роль в продукте уравнения (8) и определяет результирующую топологию. Таким образом, на рисунке 10a игнорируется большинство особенностей рисунка 11a , а показаны потери с контурами, искривленными вспомогательными факторами и квадратным корнем из уравнения (19). И наоборот, наименьшие потери возникают при большем ψ и постепенно усиливаются к нижней правой области на рисунке

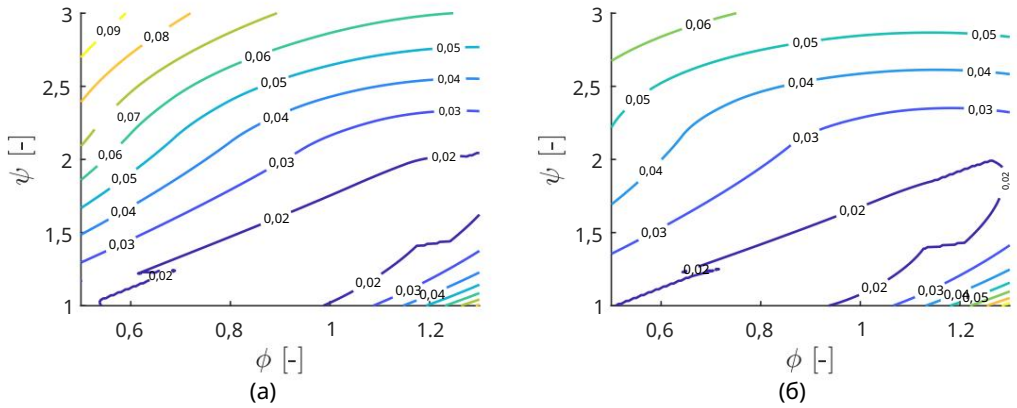


Рисунок 9. Эффективность потерь профиля при ψZ = 1,1, AVR = 1, i = 0, H/b = 6,5, 4,6 для статора и ротора. (а) Онжье [6]. (б) Улучшенный.

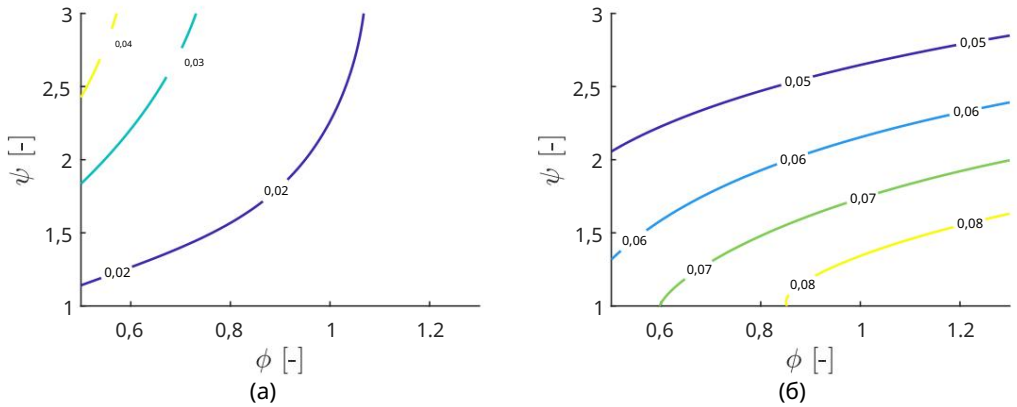


Рисунок 10. Эффективность вторичных потерь при ψZ = 1,1, AVR = 1, H/b = 6,5, 4,6 для статора и ротора. (а) Онжье [6]. (б) Улучшенный.

Центральный вопрос, который следует поставить сейчас, заключается в том, какая корреляция соответствует реальности? Возвращаясь к рисунку 11a, предполагается, что λAM отражает вихри на торцевой стенке. В этом отношении увеличение верхней левой области является последовательным, поскольку оно подкрепляется более острым углом выхода на рисунке 8b и меньшим соотношением сторон на рисунке 8d. Однако другое увеличение в правой нижней части маловероятно. Невозможно увеличить вихри на торцевой стенке за счет уменьшения поворота/нагрузки, увеличения соотношения сторон, а также снижения VR, как показано на рисунке 8c. Более того, более высокое φ не должно способствовать росту вторичных потоков в проточном канале, поскольку они смываются вниз за счет значительной импульсной конвекции [7]. Учитывая все это, становится ясно, что монотонная глубина проникновения на рисунке 11b лучше соответствует топологии, показан

Нарушение наклона контура в верхней левой области вызвано изменением соотношения сторон при H/c < 2, что обеспечивает обсуждение результатов Teia [42]. И снова наблюдается явное расхождение между нагрузками на лопасти на рисунках 11c,d. В отличие от рисунка 11в, максимум расположен в правой нижней части. Эта особенность исходит из значения s/c в знаменателе уравнения (28) и подтверждается рисунком 8a, на котором минимум занимает

Machine Translated by Google

тот же район. Первоначально Z учитывал s/c , как указано в уравнении (13), но не учитывал его вклад, как подтверждается здесь. Кроме того, увеличение вторичных потерь при высоких и низких значениях ψ также было вызвано надежными корреляциями CC [17] и Траупеля [25] [10]. Несмотря на отсутствие сходства с рисунком 7, последовательность улучшенной корреляции сравнительно увеличена. В частности, разница между компонентами уравнения (19) сводится к O(10).

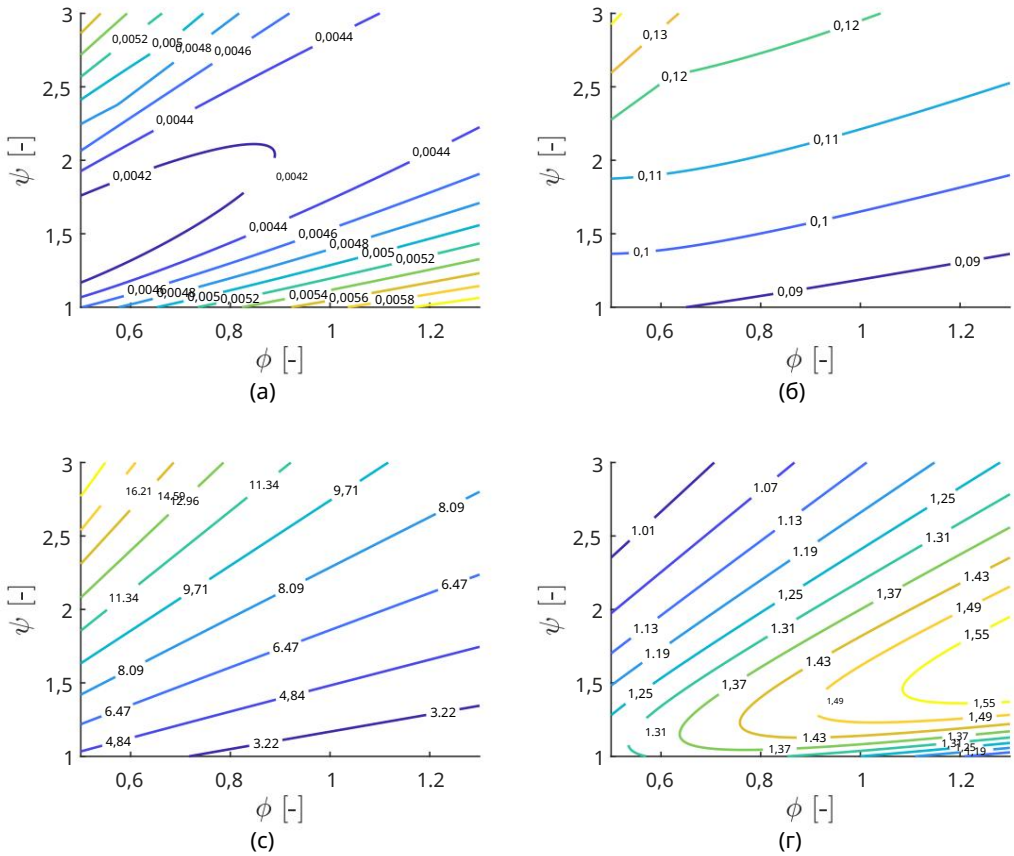


Рис. 11. Компоненты вторичных потерь ротора с ψZ = 1,1, AVR = 1, H/b = 4,6. (a) Параметр Эйнли λAM. (б) Глубина проникновения вихря Zte/2H. (c) Нагрузка Эйнли Z. (d) Обобщенный коэффициент несущей способности CL/s/c.

В конце концов, ключ к надежности корреляции изэнтропической эффективности показан на рисунке 12. Тенденция Ag на рисунке 12a явно обусловлена потерей профиля на рисунке 9a. В этом отношении изогнутые контуры, которые предположительно вписываются в область рисунка 7 , растянуты в сторону более высоких φ. Как следствие, потери, вызванные большими φ, недооцениваются корреляцией. Кроме того, обновление оказалось более консервативным в количественной оценке потерь, поскольку первый выявленный контур на рисунке 12b равен 0,91. Последняя имеет почти полный изгиб, но не сравнима с диаграммой Смита, поскольку занимает слишком большую площадь. Следовательно, это может только обеспечить согласованность глобальных тенденций. Хотя чрезмерное растяжение до высоких значений φ уменьшается, его расширение приводит к завышению и занижению оценок в нижней и верхней областях соответственно. Уменьшается изменение уровня контура или чувствительность к конструктивным параметрам. Эти недостатки вызваны вторичными потерями, при которых H/c = 2 поддерживается постоянным для большей части области, как показано на рисунке 11b. Это в некоторой степени ожидаемо, поскольку уравнение (30) Беннера и др. [13] не предназначалось для текущего лечения H /c. Консервативность модели можно смягчить за счет увеличения H/c, если это оправдано. На данный момент порог H/c = 2 не затронут, поскольку разумная консервативность предварительного проекта обеспечивает достаточный запас

Machine Translated by Google

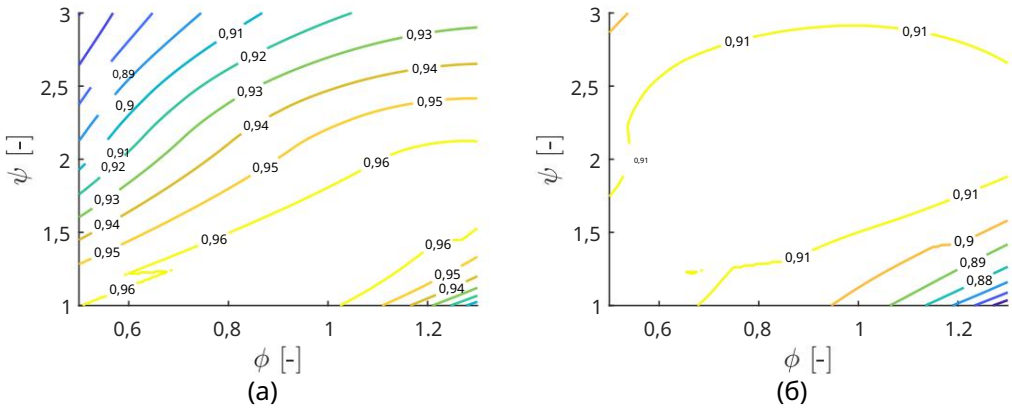


Рисунок 12. Изэнтропический КПД при ψZ = 1,1, AVR = 1, H/b = 6,5, 4,6 для статора и ротора. (а) Онжье [6]. (б) Улучшенный.

Расширенная корреляция ввела дополнительные параметры проектирования или степени свободы в надежде достичь лучшего контроля над проектированием. Они сведены в Приложении A, Таблица A1, и их количество составляет от трех до пяти для профильных и вторичных потерь соответственно. Следующий анализ сохраняет четыре статических и вращающихся каскада [26,60,65,66] с различными к и условиями их работы, измененными с противодавлением в пределах ±10% от его номинального значения. Целью данной работы является оценка изменения Yt в заданном рабочем диапазоне, используя подход Вэя [9]. Опять же, решения CFD являются эталоном. AVR, определенный в раннем треугольнике скоростей и сознательно установленный на единицу в корреляциях AM, одновременно выделяется, чтобы продемонстрировать его значимость в качестве проектного параметра. Результаты статических и вращающихся каскадов, нормализованные по расчетным значениям CFD, показаны на рисунке 13. Каскады не идентифицируются по их ссылкам на графиках, чтобы способствовать случайности, поскольку надежность не должна зависеть от происхождения ту

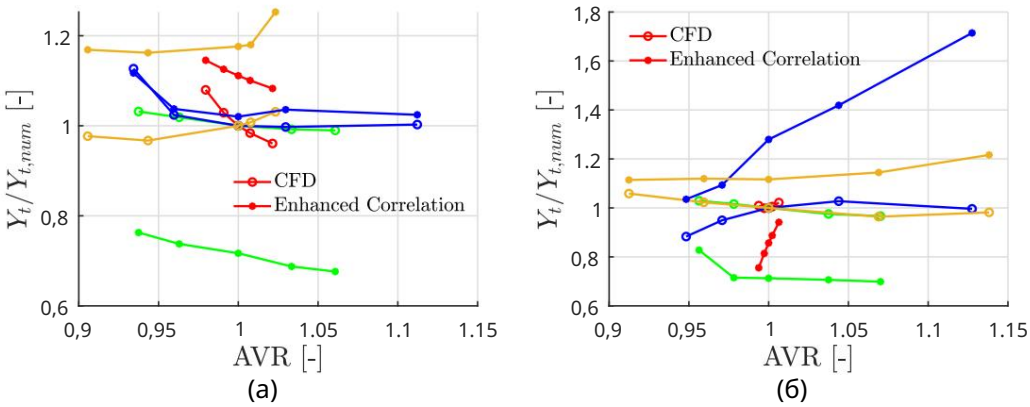


Рисунок 13. Изменение общих потерь четырех каскадов. (а) Статоры. (б) Роторы.

Расстояние, разделяющее каждую пару кривых, относится к точности. Стоит отметить , что два из четырех каскадов достигают раннего интервала допуска, что соответствует расчетному значению Ptol = 45%. AVR варьируется в зависимости от условий эксплуатации и увеличивается на 15 % от номинального значения, указанного на рисунке 13b. Этот параметр продемонстрировал свою нетривиальность и, следовательно, оправдывает обобщение уравнений (22) и (28). При уменьшении противодавления AVR увеличивается и наоборот. Для статических каскадов на рисунке 13a тренд каждой пары кривых аналогичным образом приводит к приемлемой глобальной согласованности. Если требуется строгая согласованность, то кривые должны иметь синхронные наклоны, сохраняющие разделение при каждом изменении. В то время как для вращающихся каскадов на рисунке 13b показаны серьезные нарушения тренда, вносящие нежелательную неопределенность. В одном каскаде происходит переключение наклона на отрицательные значения при AVR = 1,05. Кроме того, имеется д

Machine Translated by Google

где наблюдается значительное несоответствие наклонов. Первый начинается с AVR = 1,05 по возрастанию противодавления. Второй охватывает даже весь диапазон около AVR = 1. В отличие от рисунка 13a, причина этих расхождений становится довольно простой. CFD может отразить влияние вращения на вторичные потоки и, следовательно, механизм потерь, тогда как корреляции, построенные на каскадных испытаниях и откалиброванные по данным турбины, не могут. Фактически в корреляциях отсутствуют параметры или факторы, связанные с вращением. С этой точки зрения надежность статоров гарантирована во всем мире, но снижается в роторах из-за вращения. Очевидно, что это наблюдение представляет собой наиболее веский аргумент против использования каскадов в качестве эталона корреляций, как это было представлено в раннем обзоре.

8. Выводы

В этой статье было дано историческое представление о многочисленных особенностях корреляций AM , наиболее авторитетные вклады в которые были внесены AM, DC, KO и Ag. Эти модели были созданы эмпирически с использованием измерений на каскадах турбин и представляют собой стандартизированное решение для конфигураций, рассматриваемых в экспериментах. Как следствие, область применения моделей смещена в сторону типов турбинных каскадов, используемых для построения корреляций. Важное ограничение корреляций AM связано с потерей профиля, которая устанавливается посредством интерполяции между эмпирическими диаграммами сопла и импульсной лопатки. Это предполагает предварительную настройку распределения скорости по поверхности лопаток, которая следует из измерений на ограниченном наборе конфигураций турбинного каскада. Другое ограничение связано с вторичными потерями, которые основаны на классической теории подъемных линий Картера и связывают вихри на законцовках крыла с вихрями, проходящими через лопасти. Дальнейшее исследование выявило математическую ошибку в формулировке вторичных потерь и нежелательную связь с потерями профиля.

В свете этих проблем в данной работе было предложено обновить профиль и вторичные потери, основываясь на корреляциях Ag. Для потери профиля рассматриваются следующие моменты: • Замена угла металла

θin углом потока βin. • Масштабирование оптимального шага AM на
хорду s/cAM с помощью оптимального шага Цвайфеля на хорду s/cZ. Это, в частности, сохраняет наклон
потерь профиля AM Yp,βin=0 и Yp,βin=-βout и адаптирует корреляцию AM к другим правилам
проектирования. • Использование числа Рейнольдса Res в зависимости от длины
поверхности всасывания. • Замена вспомогательного фактора Ki более подходящим
коэффициентом потерь Yinc, предложенным Benner et al. • Повторное использование потерь на заднем
фронте KO Yte,KO, на которые
влияют вспомогательные факторы потери профиля.

Что касается вторичной потери, то здесь рассматриваются следующие вопросы:

• Замена классической модели вторичного потока AM и Картера на модель вторичного потока.
Модель торцевых вихрей Шармы и Батлера.

• Использование произведения коэффициента прочности элементарной подъемной силы CL,out/s/c и
глубины проникновения вихря Zte вместо эвристической нагрузки Эйнли Z и параметра λAM. •
Инвариантность вспомогательного коэффициента KAR за пороговым соотношением сторон H/c = 2. •
Определение нового вспомогательного коэффициента Ksc для определения изменения вторичных потерь
в зависимости от отношения шага к хорде s/c.

Имея базу данных, содержащую 109 каскадов, прогноз новой корреляции сравнивается с численным решением каскада. Используя описательную статистику и выражая точность как вероятность достижения относительной ошибки в пределах ±15%, улучшение дает Ptol = 45% против Ptol = 22% для Ag. Несмотря на явное улучшение, эти результаты во многом зависят от выбора конечной базы данных, для которой неизвестна репрезентативность совокупности. Тем не менее, эта количественная оценка должна обеспечить оценку результатов и повысить уверенность в использовании расширенной корреляции. Что касается надежности, новая корреляция обеспечивает глобальную согласованность, воспроизводя диаграмму Смита [14] и отклонения от расчетных потерь статора. Кроме того, анализ указывает на корреляционную консервативность в конструкции типичного LPT, которая

Machine Translated by Google

из-за нечувствительности к вторичным корреляциям потерь за пределами H/c = 2. Серьезные нарушения тренда выявляются во время применения предложенной усиленной корреляции на четырех вращающихся каскадов, несоответствия с CFD ставят под угрозу его надежность во вращающихся потоках.

Вклад авторов: Концептуализация, YL; методология, ЮЛ; программное обеспечение, ЮЛ; валидация, РН и ЗЗ и ФБ; формальный анализ, YL; расследование, ЮЛ; ресурсы, ПХ и ЗЗ; курирование данных, ЮЛ; письмо – подготовка оригинального черновика, YL; написание – обзор и редактирование, YL; визуализация, YL; надзор, ПХ и ЗЗ и ФБ; администрирование проекта, РН и ZZ; приобретение финансирования, РН и ZZ. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: набор каскадных данных и его результаты CFD доступны по запросу.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

Сокращения

Аг	Онжер
ЯВЛЯЮСЬ	Эйнли и Мэтисон
БСМ	Беннер, Шоландер и Мустафа
CFD	Вычислительная гидродинамика
КФЛ	Курант – Фридрих – Леви
округ Колумбия	Данэм и Кэм
ЕЗ	Энергоэффективный двигатель
КО	Какер и Окапуу
ЛПТ	Турбина низкого давления
МКТ	Мустафа, Какер и Трамбле
ВандВ	Верификация и валидация
З	Цвайфель

Символы

β	Относительный угол потока	[ ]
Ф	Коэффициент кинетических потерь	[-]
Ртол	Вероятность интервала допуска	[-]
δ	Толщина смещения торцевой стенки	[м]
γ	шататься	[ ]
к	Отношение среднего радиуса	[-]
λАМ	Параметр Эйнли	[-]
φ	Коэффициент расхода	[-]
ψ	Загрузка лезвия	[-]
ψZ	Цвайфель загрузка	[-]
σ	Стандартное отклонение	[-]
θ	Металлический уголок	[ ]
А	Площадь поперечного сечения	[м2]
б	Осевая хорда	[м]
с	Настоящий аккорд	[м]
КЛ	Коэффициент подъемной силы	[-]
компакт-диск,	Вторичный коэффициент сопротивления	[-]
с А	Диаметр кольцевого пространства	[м]
dLE	Диаметр передней кромки	[м]
Э	Относительная ошибка	[-]
е	Шероховатость поверхности	[м]
ЕС	Искривление спины	[м-1]

Machine Translated by Google

Fθ	Тангенциальная нагрузка	[-]
фс/с	Коэффициент масштабирования	[-]
ЧАС	Высота лезвия	[м]
Привет	Расстояние до торцевых вихрей	[м]
	Заболеваемость	[ ]
К	Вспомогательный фактор	[-]
к	Коэффициент теплоотдачи	[-]
КАР	Коррекция соотношения сторон	[-]
Ки	Фактор заболеваемости	[-]
Кмод	Технологический фактор	[-]
км	Поправочный коэффициент расширения	[-]
км	Поправочный коэффициент профиля	[-]
КП	Поправочный коэффициент Маха	[-]
КРе	Поправочный коэффициент Рейнольдса	[-]
Кск	Коррекция соотношения высоты звука и хорды	[-]
Кте	Поправочный коэффициент заднего фронта	[-]
М	число Маха	[-]
о	Ширина горла	[м]
п	Давление	[Па]
р	Средний радиус	[м]
Ре	Число Рейнольдса	[-]
Рез	Длина всасывания Число Рейнольдса	[-]
с	Подача	[м]
тмакс	Максимальная толщина	[м]
тте	Толщина задней кромки	[м]
Вт	Относительная скорость	[РС]
ВЕЛЕ	Клин передней кромки	[ ]
Да	Потеря профиля	[-]
Да	Коэффициент вторичных потерь	[-]
Да	Общий коэффициент потерь	[-]
Юкл	Коэффициент потерь на зазор наконечника	[-]
Да	Коэффициент сверхзвуковых потерь	[-]
Йинк	Коэффициент потери заболеваемости	[-]
Ыш	Шоковый фактор	[-]
Ите	Коэффициент потерь на задней кромке	[-]
З	Эйнли загружается	[-]
Зте	Глубина проникновения вихря	[м]
АВР	Отношение осевых скоростей	[-]
ЧР	Коэффициент сходимости	[-]
VR	Соотношение скоростей	[-]

Надстрочные индексы

	Средний

Индексы

Энь	Улучшенный
	Центр
концентратор в	Вход
———	Изэнтропический
м	Иметь в виду
н	Нормальный
число	Числовой
вне	Выход
р	Родственник
т	Общий
кончик	Кончик
я	Осевой

Machine Translated by Google

Приложение А

Таблица А1. Безразмерные параметры корреляций АМ.

Параметры	Ага, АМ	Да, АМ	Да,Аг	Да, Аг	Юте,Аг	Да, Аг	Да	Да	Ите
c/c	€		€				€	€	
tmax/c	€		€				€		
θin	€	€	€	€			€		
θout			€				€		
βin		€		€				€	€
βout	€	€	€	€			€	€	€
tte/s					€				
o/s					€				
ec/s			€				€		
Мистер, в			€	€			€	€	€
Мистер, уходите			€	€		€	€	€	€
Pe			€	€					
							€	€	€
			€	€			€	€	€
			€				€		
	€		€				€		
Разрешение e/cki dLE/c							€		
ВЕЛЕ							€		
Aout/Ain		€							
руб/rtip		€							
X/к				€				€	
АВР							€	€	
ψZ							€	€	
tte/o					€				€
δ /H								€	
γ							€	€	
к								€	
Ссылка	Уравнение (2)	Уравнение (8)	Уравнение (3)	Уравнение (19)	Уравнение (7)	Уравнение (4)	Уравнение (20)	Уравнение (33)	Уравнение (24)
Общий	5	5	12	8	3	1	17	13	7

Ссылки

1. Цзоу, З.П.; Ван, ST; Лю, XX; Чжан, WH Аэродинамика осевой турбины для авиационных двигателей: анализ потока и проектирование аэродинамики, 1-е изд.; Springer Nature: Сингапур, 2017.
2. Эйнли, Д.; Мэтисон, Г. Метод оценки производительности турбин с осевым потоком; Технический отчет P&M № 2974; воздухоплавательный Исследовательский совет: Лондон, Великобритания, 1951 г.
3. Данэм, Дж. 50 лет исследований турбомашин в Пайстоке. Часть 2: Турбины. Аэронавт. Дж. 2000, 104, 199–207. [Перекрестная ссылка]
4. Данэм, Дж.; Пришел, премьер-министр. Усовершенствования метода Эйнли-Мэтисона для прогнозирования производительности турбин. Дж. Инж. Власть 1970 г., 92, 252–256. [Перекрестная ссылка]
5. Какер, С.С.; Окапуу, У. Метод среднего прогнозирования эффективности турбины с осевым потоком. Дж. Инж. Власть 1982, 104, 111–119. [Перекрестная ссылка]
6. Онжер, Р. Аэродинамика турбин: проектирование и анализ турбин с осевым потоком и радиальным притоком; ASME Press: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2006 г.
7. Япиксе, Д. Моделирование производительности турбомашин; Технический документ SAE 2009-01-0307; SAE: Белград, Сербия, 2009 г. [CrossRef]
8. Лозза, Г. Сравнение методов прогнозирования производительности турбин Крейга-Кокса и Какера-Окапуу. Механика 1982, 17, 211–221. [Перекрестная ссылка]
9. Вэй Н. Значение моделей потерь в аэротермодинамическом моделировании осевых турбин. доктор философии Диссертация, KTX Энергитекник, Стокгольм, Швеция, 2000 г.
10. Коулл, Дж. Д.; Ходсон, Нагрузка на лопатки высокого давления и ее применение в конструкции турбин низкого давления. Я. Турбомах. 2013, 135, 12. [CrossRef]
11. Цвайфель О. Die Frage derOptimen Schaufelteilung bei Beschaufelungen von Turbomaschinen, insbesondere bei großer Umlenkung в ден Шауфельрайхен. Браун Бовери Миттейлунген 1945, 32, 436–444.
12. Шарма, ОП; Батлер, Т.Л. Прогнозы потерь в торцевой стенке и вторичных потоков в каскадах турбин с осевым потоком. Я. Турбомах. 1987, 109, 229–236. [Перекрестная ссылка]
13. Беннер, М.В.; Шоландер, SA; Мустафа, С.Х. Эмпирический метод прогнозирования вторичных потерь в турбинах. Часть I: А Новая схема распределения потерь и корреляция глубины проникновения. Я. Турбомах. 2005, 128, 273–280. [Перекрестная ссылка]
14. Смит С. Простая корреляция эффективности турбины. JR Аэронавт. Соц. 1965, 69, 467–470. [Перекрестная ссылка]
15. Мустафа, С.Х.; Какер, Южная Каролина; Тремблей, Б. Улучшенный метод прогнозирования потерь при падении лопаток турбин. Я. Турбомах. 1990, 112, 267–276. [Перекрестная ссылка]
16. Уиттл Ф. Аэротермодинамика газовых турбин: с особым упором на двигательную установку самолетов; Эльзевир: Оксфорд, Великобритания, 2013.
17. Крейг, HRM; Кокс, HJA Оценка производительности турбин с осевым потоком. Учеб. Инст. Мех. англ. 1970, 185, 407–424. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

18. Дринг, Р.П.; Хейзер, WH Аэродинамика турбин. В книге «Аэротермодинамика авиационных газотурбинных двигателей»; Оутс, GC, редактор; НТИС: Сиэтл, Вашингтон, США, 1978 г.; Глава 18; стр. 1–23.
19. Данэм Дж. Обзор каскадных данных о вторичных потерях в турбинах. Дж. Мех. англ. наук. 1970, 12, 48–59. [Перекрестная ссылка]
20. Дентон Дж. Обзор и сравнение методов прогнозирования потери профиля турбинных лопаток. В материалах конференции по потоку тепла и жидкости в парогазовых турбинах, Ковентри, Великобритания, 3–5 апреля 1973 г.; Номер РД/М/Р143; стр. 204–212.
21. Чью, М.К.; Янг, генеральный директор. Оценка потерь/производительности турбины HPFTP SSME; Технический отчет НГТ 01-002-099; НАСА и Университет Алабамы: Хантсвилл, Алабама, США, 1988 г.
22. Сивердинг, Ч.Х. Методы прогнозирования производительности осевых турбин. В области термодинамики и гидромеханики турбомашин; НАТО ASI серии E; Kluwer Academic Publishers BV: Дордрехт, Нидерланды, 1985 г.; Том 1, стр. 737–784.
23. Лю, Ю.М.; Хендрик, П.; Цзоу, ЗП; Буйсшерт, Ф. Статистическая и вычислительная оценка эмпирических осевых корреляций турбин в проектировании центробежных турбин. Я. Турбомах. 2021, 144, 041002. [CrossRef]
24. Эйнли, Д.Г. Характеристики осевых турбин. Учеб. Инст. Мех. англ. 1948, 159, 230–244. [Перекрестная ссылка]
25. Траупель, В. Thermische Turbomaschinen: Группа 1: Thermodynamisch-Strömungstechnische Berechnung; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2019.
26. Хирш, К.; Дентон, Дж.Д.: Расчеты расхода в осевых турбомашинах; Технический отчет АГАРД-АР-175; Движение и Рабочая группа 12 группы по энергетике: Нейи-сюр-Сен, Франция, 1981 г.
27. By K. Общая теория трехмерного течения в дозвуковых и сверхзвуковых турбомашинах с радиальным и смешанным типами течения; Технический Отчет NACA TN-2604; Национальный консультативный комитет по аэронавтике: Кливленд, Огайо, США, 1952 г.
28. Да Лио, Л.; Маненте, Г.; Лаццаретто, А. Новые диаграммы эффективности для оптимальной конструкции турбин с осевым потоком для органического топлива Ренкина циклы. Энергия 2014, 77, 447–459. [Перекрестная ссылка]
29. Аль Джубори, АМ; Аль-Дада, РК; Махмуд, С.; Даабо, А. Моделирование и параметрический анализ небольших турбин с осевым и радиальным оттоком для приложений с органическим циклом Ренкина. Прил. Энергетика 2017, 190, 981–996. [Перекрестная ссылка]
30. Бальже, О.Э.; Бинсли, Р.Л. Оценка производительности осевой турбины. Часть А. Взаимосвязь потерь и геометрии. Дж. Инж. Власть 1968 г., 90, 341–348. [Перекрестная ссылка]
31. Дентон, Дж. Д. Научная лекция IGTI 1993 года: Механизмы потерь в турбомашинах. Я. Турбомах. 1993, 115, 621–656. [Перекрестная ссылка]
32. Коулл, Дж. Д.; Ходсон, НР. Прогнозирование потери профиля высокоподъемных турбин низкого давления. Я. Турбомах. 2012, 134, 14. [CrossRef]
33. Эйнли, Д. Приближенный метод оценки расчетной эффективности турбин с осевым потоком; Технический отчет R&M №. 59; Совет по авиационным исследованиям: Лондон, Великобритания, 1950 г.
34. Эйнли, Д.; Мэтисон, Г. Исследование потерь потока и давления в лопаточных рядах турбин с осевым потоком; Технический отчет РиМ № 2891; Совет по авиационным исследованиям: Лондон, Великобритания, 1951 г.
35. Картер, ADS Теории трехмерного потока для осевых компрессоров и турбин. Учеб. Инст. Мех. англ. 1948, 159, 255–268. [Перекрестная ссылка]
36. Лакшминараяна, Б.; Хорлок, Дж. Х. Обзор: Вторичные потоки и потери в каскадах и турбомашинах с осевым потоком. Межд. Дж. Мех. наук. 1963, 5, 287–307. [Перекрестная ссылка]
37. Чжу Дж.; Сьоландер, С.А. Улучшение корреляции потерь профиля и отклонений для рядов лопаток осевой турбины. Turbo Expo 2005, части A и B. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Документ ASME № GT2005-69077; ASME: Рино, Невада, США, 2005 г.; Том 6, стр. 783–792. [Перекрестная ссылка]
38. Данэм Дж. Механизмы потерь и нестационарные потоки в турбомашинах. В материалах технического отчета AGARD-CP-571, 85-й симпозиум группы экспертов по вопросам движения и энергетики, Дерби, Великобритания, 8–12 мая 1995 г.
39. Стабе, Р.Г.; Клайн, Дж. Ф. Потери заболеваемости для лопасти ротора основной турбины в двумерном каскаде; Технический отчет NASA TM X-3047; НАСА: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1974 г.
40. Хоутрон, В.Р. Аэродинамика турбин и компрессоров; Аэродинамика высоких скоростей и реактивное движение; Издательство Принстонского университета: Принстон, Нью-Джерси, США, 1964; Том 10.
41. Пердичицци, А.; Доссена, В. Влияние угла падения и тангажа-хорды на вторичные потоки после каскада турбин. Дж. Турбомах. 1993, 115, 383–391. [Перекрестная ссылка]
42. Тейя, Л. Новое понимание влияния удлинения на вторичные потери лопаток турбины. Я. Турбомах. 2019, 141. [CrossRef]
43. Уолш, Дж. А.; Грегори-Смит, Д.Г. Перекос на входе и рост вторичных потерь и завихренности в турбинном каскаде. Я. Турбомах. 1990, 112, 633–642. [Перекрестная ссылка]
44. Агромайор Р.; Норд, Л.О. Предварительное проектирование и оптимизация осевых турбин с учетом характеристик диффузора. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2019, 4, 32. [CrossRef]
45. Турнье, Ж.М.; Эль-Генк, MS Осевой поток, Модели многоступенчатых турбин и компрессоров. Конверторы энергии. Менеджер. 2010, 51, 16–29. [Перекрестная ссылка]
46. Корпела С.А. Принципы турбомашиностроения, 2-е изд.; John Wiley & Sons: Хобокен, Нью-Джерси, США, 2020 г.
47. Концепции/ETI. Модели потерь в решающих программах Axial (уменьшенный расход) и AxCent (проходной поток NS); Концепции NREC: Белая река Джанкшен, Вирджиния, США, 2014 г.
48. Беннер, М.В.; Шоландер, SA; Мустафа, С.Х. Влияние геометрии передней кромки на профильные потери в турбинах при нерасчетных падениях: экспериментальные результаты и улучшенная корреляция. Я. Турбомах. 1997, 119, 193–200. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

49. Браун, Л.Е. Коэффициенты потерь осевого компрессора и турбины: сравнение нескольких параметров. Дж. Инж. Власть 1972 г., 94, 193–201. [Перекрестная ссылка]
50. Зивердинг, К.; Манна, М. Обзор течения на задней кромке турбины. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2020, 5, 10. [CrossRef]
51. Льюис, Р.И. Анализ производительности турбомашин; Баттерворт-Хайнеманн: Оксфорд, Великобритания, 1996.
52. Крафт Х. Испытания сопел турбин на дозвуковые скорости. Пер. АСМЭ 1949, 71, 781–787.
53. Ходсон, НР; Домини, Р.Г. Непроектные характеристики каскада турбин низкого давления. Я. Турбомах. 1987, 109, 201–209. [Перекрестная ссылка]
54. Беннер, М.В.; Шоландер, SA; Мустафа, С.Х. Эмпирический метод прогнозирования вторичных потерь в турбинах. Часть II: A Новая корреляция вторичных потерь. Я. Турбомах. 2005, 128, 281–291. [Перекрестная ссылка]
55. Ярас, Мичиган; Шоландер, С.А. Прогноз потерь из-за утечки в осевых турбинах. Я. Турбомах. 1992, 114, 204–210. [Перекрестная ссылка]
56. Фарохи С. Анализ потерь зазора на конце ротора в турбинах с осевым потоком. Дж. Пропуль. Власть 1988, 4, 452–457. [Перекрестная ссылка]
57. Дентон, Дж. Д. Некоторые ограничения CFD турбомашин. Турбомашиностроение, части A, B и C. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2010: Энергия для суши, моря и воздуха, Глазго, Великобритания, 14–18 июня 2010 г.; Том 7, стр. 735–745. [Перекрестная ссылка]
58. Оберкампф, В.Л.; Блоттнер, Ф.Г. Проблемы верификации и валидации кода вычислительной гидродинамики. АИАА Дж. 1998, 36, 687–695. [Перекрестная ссылка]
59. Стерн, Ф.; Уилсон, Р.В.; Коулман, Х.В.; Патерсон, Э.Г. Комплексный подход к верификации и валидации моделирования CFD. ции — Часть 1: Методология и процедуры. Дж. Жидкости Eng. 2001, 123, 793–802. [Перекрестная ссылка]
60. Валрэвенс, Р.; Галлус, Х. Тестовый пример 6: 1–1/2-ступенчатая турбина с осевым потоком; Технический отчет ERCOFTAC SIG по трехмерному прогнозированию потока турбомашин; Семинар и семинар ERCOFTAC по турбомашинному оборудованию: Лез-Арк, Франция, 1997 г.
61. Каденс/NUMECA. Теоретическое руководство по FINE/Turbo 16.1; Cadence/NUMECA: Брюссель, Бельгия, 2021 г.
62. Ментер, Франция; Гарбарук А.В.; Егоров Ю. Явные алгебраические модели напряжения Рейнольдса для анизотропных течений, ограниченных стенками. Прог. Физ. полета. 2012, 3, 89–104. [Перекрестная ссылка]
63. Менденхолл, В.; Бивер, Р.Дж.; Бивер, Б.М. Введение в теорию вероятности и статистику; Cengage Learning: Бостон, Массачусетс, США, 2012 г.
64. Хорлок, Дж. Турбины с осевым потоком: механика жидкости и термодинамика; Баттервортс: Лондон, Великобритания, 1973 год.
65. Черри, Д.; Гей, К.; Ленахан, Д. Подробный отчет о проектировании оборудования для испытаний турбин низкого давления энергоэффективных двигателей; Технический отчет НАСА-CR-167956; Компания General Electric: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1984 г.
66. Лич, К.; Тулин, Р.; Хоу, Д. Энергоэффективный двигатель: промежуточный корпус турбины и подробный отчет о проектировании оборудования для испытаний компонентов турбины низкого давления; Технический отчет NASA-CR-167973; United Technologies Corporation: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1984 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Двумерное исследование основ OGV буферизация †

Джона Харрис 1,*, Бхарат Лад 2 и Сина Стапельфельдт 1

1 Технологический центр Университета вибрации, факультет машиностроения, Имперский колледж Лондона, Лондон SW7 2AZ, Великобритания; s.stapelfeldt@imperial.ac.uk Отдел
2 аэромеханики, Rolls-Royce plc, Дерби DE24 8BJ, Великобритания; bharat.lad@rolls-royce.com
* Адрес для переписки: j.harris18@imperial.ac.uk † Эта статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в журнале Proceedings of the European Turbomachinery. Конференция ETC14 2021, доклад № 607, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Повышенные требования к компактным конструкциям современных авиационных двигателей выдвинули на первый план проблему биения выпускного направляющего аппарата (OGV) в нерасчетных условиях. Эта структурная реакция на аэродинамические воздействия характеризуется повышенной вибрацией, что может привести к усталости конструкции. Поэтому расследования , направленные на понимание, смягчение последствий и предотвращение, имеют высокий приоритет. Бафтинг OGV - это тип трансзвукового удара, вызванный нестационарным ударным движением, но точные параметры, вызывающие его, до конца не изучены. Чтобы попытаться понять их, в этой статье исследуются возможности квази-2D геометрии OGV. Были проведены параметрические исследования угла падения и числа Маха на входе. Было обнаружено, что частоты воздействия в обоих исследованиях близки к экспериментально обнаруженной частоте вибрации в первом режиме дуги, что демонстрирует, что удар обусловлен квазидвумерными особенностями потока. Увеличение числа Маха на входе увеличивало доминирующую частоту воздействия, тогда как увеличение угла падения не приводило к небольшим изменениям. Показано, что профили нестационарных амплитуд давления плавно увеличиваются по величине с увеличением угла наклона и числа Маха на входе.

Ключевые слова: выпускные направляющие аппараты; тряска; трансзвуковой шведский стол; квази-2D

Цитирование: Харрис, Дж.; Лад, Б.; Стапельфельдт, С. Двумерное исследование основ буферизации OGV. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 13. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020013 .

Поступила: 13 декабря 2021 г.
Принято: 29 марта 2022 г.
Опубликовано: 2 апреля 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Авторские права: © Rolls-Royce plc, 2022. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Стремление к повышению производительности и эффективности авиационных двигателей привело к созданию коротких, сжатых архитектур двигателей с выходными направляющими лопатками (OGV), расположенными ближе к вентилятору и препятствиям ниже по потоку в системе низкого давления. Это вызвало необходимость компоновки ОГВ в неосесимметричные сборки с индивидуально расположенными в шахматном порядке и изогнутыми лопастями. В определенных нерасчетных условиях на отдельных лопастях может возникнуть аэродинамическая нестабильность, известная как «бафт OGV». Это приводит к бафтингу: структурной реакции на аэродинамические возбуждения [1]. Эта работа была первоначально представлена в материалах конференции 14-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин [2]. Предполагается, что баффирование является причиной высокого уровня асинхронных (нецелых кратных частоте вращения) вибраций, обнаруженных при непроектных испытаниях большого гражданского турбовентиляторного двигателя. Вибрация возникла в первой дуговой форме, а высокие амплитуды были ограничены одной лопаткой. Модальные смещения на рисунке 1 показывают, что дуговая мода наиболее восприимчива к возбуждению в середине размаха, ближе к задней кромке. Вибрации возникали в условиях высокого массового расхода, когда вентилятор работал с числом Маха на конце вентилятора (MFT) MFT = 1,14, которое мы будем называть «исходной частотой вращения двигателя». Смоделированная характеристика постоянной скорости вентилятора для исходной скорости двигателя показана зеленым на рисунке 2, а экспериментальная область вибрации выделена розовым. Вибрации имели пониженную частоту примерно 0,34. Приведенная частота (k) рассчитывалась в соответствии с уравнением (1) с использованием угловой частоты (ω), полухорды OGV (b) и усредненной по массе скорости на входе (U).

Machine Translated by Google

$$\kappa = \frac{\omega b}{\text{ты}} \quad (1)$$

В предыдущей работе для понимания использовалось нестационарное моделирование одного прохода OGV. причина тряски ОГВ. «Бафтинг» относится к структурной реакции и отличается от термин «буфет», который относится к ответственным аэродинамическим возбуждениям из-за неустойчивостей [1]. Нестационарные колебания давления в буфере вызывают эти опасные колебания. структурные вибрации, которые могут привести к разрушению лопаток турбомашин [3].

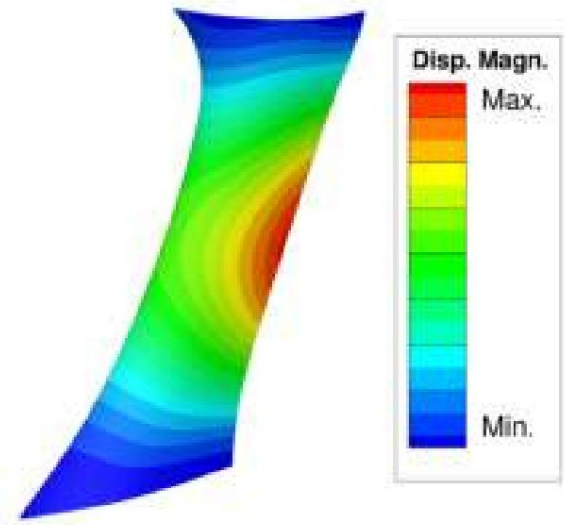


Рисунок 1. Первый режим дуги OGV.

Предыдущее исследование показало, что специфической нестабильностью, ответственной за явление в ОГВ, является трансзвуковой бафт [4]. Обычно связано с внешней аэродинамикой, трансзвуковой бафф – это неустойчивость потока, характеризующаяся крупномасштабными периодическими ударными движениями и колеблющееся разделение, вызванное ударной волной, растущее по фазе по мере продвижения ударной волны вперед и сжимается по мере отступления [5]. Трансзвуковой бафет возникает, когда сильное взаимодействие ударной волны с пограничным слоем (SBLI) приводит к утолщению и отделению пограничного слоя [6]. Отрыв, вызванный ударной нагрузкой, увеличивается в размерах и распространяется к задней кромке, после чего возникает неустойчивое самоподдерживающееся ударное движение [1].

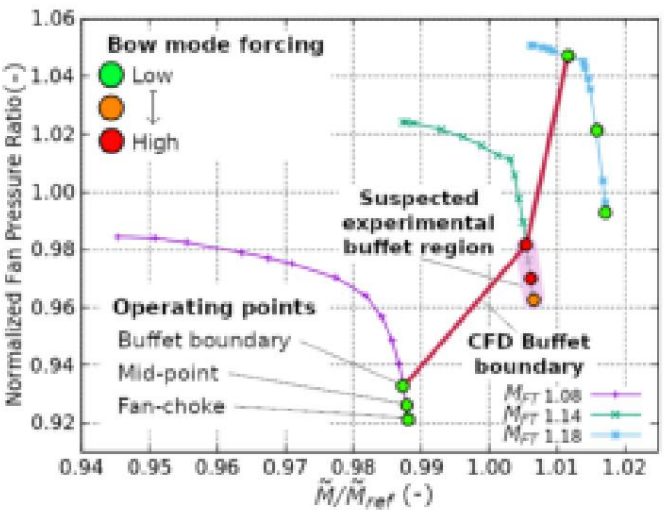


Рисунок 2. Карта работы двигателя с обозначенной границей буфера ОГВ при нормированном давлении вентилятора соотношение, построенное в зависимости от нормализованного массового расхода, рассчитанного с использованием безразмерного массового расхода (M˜) и эталонный безразмерный массовый расход (M˜ ре ж).

Machine Translated by Google

На рисунке 3 показан пример поля потока для устойчивого решения рабочей точки с бафтингом. Предыдущее исследование выявило трехмерное явление, включающее ударное движение с хордовыми и радиальными компонентами, связанную с ним колеблющуюся область отрыва и существенное разделение ступицы. Нестационарное моделирование давало относительно шумные сигналы воздействия с доминирующей частотой, очень близкой к частоте, зафиксированной во время испытаний двигателя. Важно отметить, что моделирование показало, что принуждение было самым высоким при экспериментальной частоте вращения двигателя. Смоделированная рабочая карта и граница бафта показаны на рисунке 2, при этом бафт возникает на стороне дросселя отмеченной границы бафта. Исходная частота вращения двигателя демонстрировала наибольшую амплитуду форсирования носового режима, увеличивающуюся к границе бафтинга. Несмотря на то, что вибрации были чисто аэродинамическими и не имели структурных движений, частоты колебаний были очень близки к частоте носовой моды.

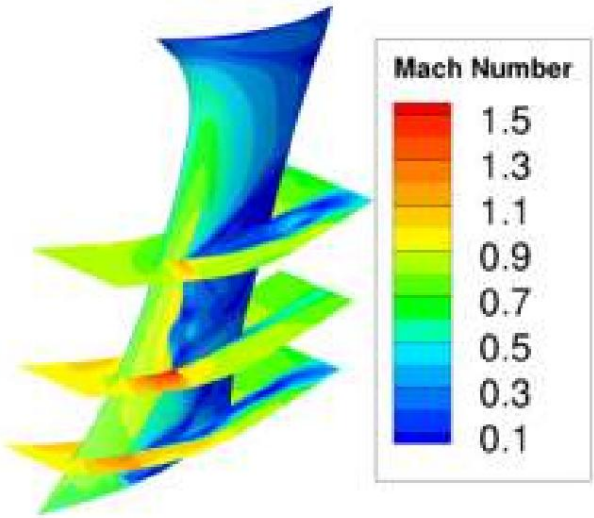


Рисунок 3. Поле течения, усредненное по Рейнольдсу (RANS), с бафтингом OGV.

Подобно 2D-экспериментам Ли со сверхкритическим профилем, наше 3D-моделирование показало, что рабочие точки, ближайшие к границе бафтинга, обеспечивают наибольшее воздействие [7]. В своей статье Ли обнаружил, что колебания нормальных сил были наибольшими в начале удара и уменьшались при дальнейшем приближении к условиям удара. В этой статье ставится цель достичь более фундаментального понимания биения OGV путем перехода к квази-2D области и проведения параметрических исследований числа Маха на входе и угла падения.

2. Материалы и методы.

Моделирование, представленное здесь, было выполнено с использованием устойчивого и нестационарного решателя Навье – Стокса (RANS и URANS) AU3D, усредненного по Рейнольдсу. Это собственный решатель Технологического центра Имперского университета вибрации (VUTC), созданный и проверенный для использования в турбомашинах с аэроупругими возможностями, разработанных за последние 25 лет [8–10]. Для данного исследования уравнения RANS и URANS были решены с использованием неявной схемы, имеющей второй порядок точности по пространству и первый порядок точности по времени. Моделирование турбулентности осуществлялось с помощью модифицированной модели Спаларта-Аллмараса (SA) с одним уравнением, и все симуляции проводились с использованием пристеночных функций для обработки пограничного слоя. Йовнович и Раве показывают, что модель SA обеспечивает хороший уровень точности при моделировании шведского стола, а Тьери и Кустолс доказали, что она подходит для двумерного моделирования шведского стола [11,12]. Тьери и Кустолс говорят, что в случае трансзвукового удара временные масштабы пристеночной турбулентности и ударных колебаний настолько различны, что турбулентность можно оставить для моделирования . Аэродинамическое модальное воздействие было рассчитано с использованием истории нестационарного давления из решателя потока, как подробно описано в [13].

На рис. 4 представлена структура двумерного домена и его происхождение в системе низкого давления. Для построения 2D-области была извлечена секция профиля OGV в середине размаха и

Machine Translated by Google

сетка в декартовой области с использованием программы Altair HyperMesh. Ширина окружности этого среза, представленная в виде профиля на рисунке 4, была основана на шаге OGV в середине пролета, заканчивающемся y-периодическими поверхностями. Протяженность квази-2D-области по размаху составляет 4% с разрешением по хорде с 11 слоями сетки, соединенными структурированной сеткой и заканчивающимися z-периодическими границами, как показано на рисунке 4. Центральный 2D-слой использовался для извлечения всех данных моделирования. Разрешение и распределение узлов в радиальном срезе на основе предыдущей передовой практики и создал декартов 2D-срез OGV примерно с 20 000 узлов по сравнению с 21 300, используемыми в слоях кольцевой 3D-области. На рисунке 4 крупным планом показана конструкция неструктурированной сетки аэродинамического профиля. После построения домена OGV был прикреплен прямой канал огрубления, примерно равный длине системы низкого давления. Для устранения численных отражений использовались инвариантные по Риману входные и выходные граничные условия и канал огрубления. Как показано на рисунке 4, входная поверхность OGV обеспечивает граничные условия общего давления, общей температуры и угла потока, а выходная поверхность канала огрубления задает граничные условия статического давления. Периодическая настройка означала, что вся неустойчивость была осесимметричной и не распространялась по окружности, но это было сочтено удовлетворительным, поскольку данные испытаний двигателя показывают, что тряска OGV является локальным явлением. Пример моделирования с функциями стены подтвердил, что более 80% значений безразмерного расстояния до стены (y +) в узлах находились в диапазоне от 12 до 100 со средним значением 48.

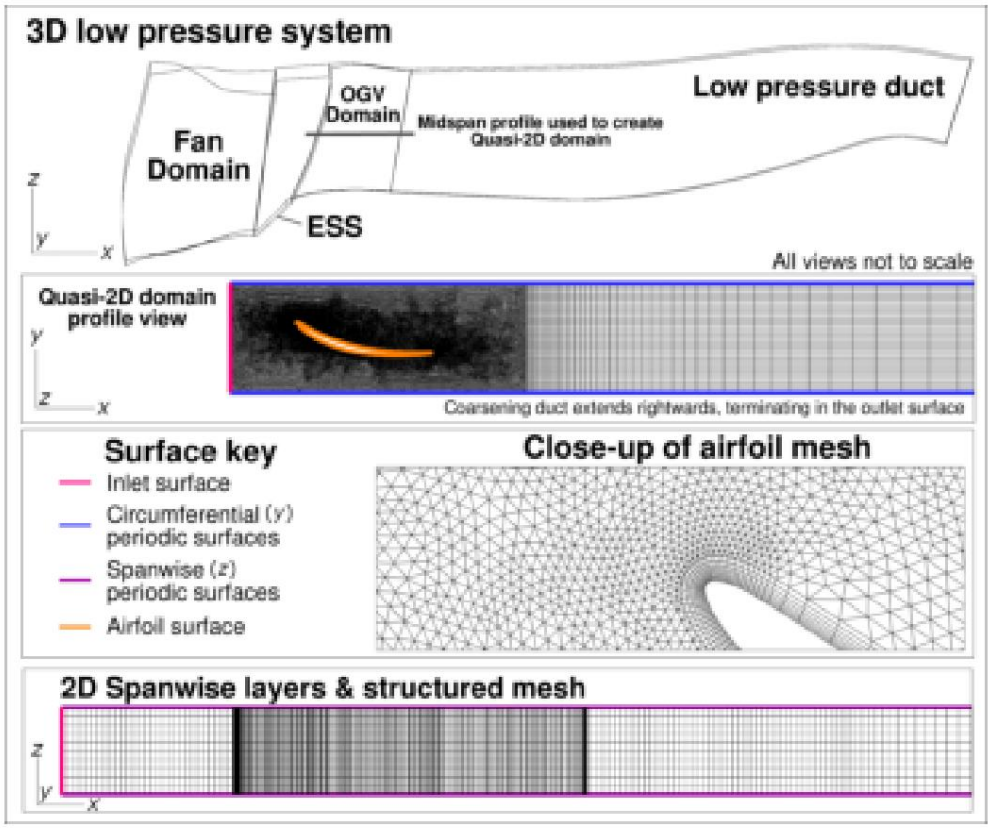


Рисунок 4. 3D OGV в системе низкого давления и перевод в квази2D область.

Квазидвумерная сетка доменов использовалась для всех стационарных моделей RANS и URANS. Базовые граничные условия были получены на основе усредненных по площади значений для данных плоскости смешивания из трехмерного случая, который обеспечивал наибольшую амплитуду воздействия. Это произошло на границе исходной скорости двигателя. Моделирование параметрических исследований URANS началось с конвергентного стационарного решения RANS, которое имело второй порядок точности в космосе. Временной шаг URANS, ранее подвергавшийся исследованию сходимости для нашей 3D-работы, был перенесен и обеспечивает временное разрешение 390 шагов за период экспериментального воздействия. Общее время моделирования было установлено таким образом, чтобы обеспечить примерно

Machine Translated by Google

Было проведено 25 проходов в 2D-области и получены стабильные результаты. Временные истории были индивидуально обрезаются, чтобы исключить любые начальные переходные процессы в следующем анализе.

Известно, что угол наклона профиля и число Маха влияют на начало трансзвукового бафтинга и прочность [7]. Таким образом, суть данной статьи основана на двух параметрических исследованиях, варьирующихся Число Маха на входе (Мин) при угле наклона профиля (β) остается постоянным, и наоборот. Заболеваемость рассчитывался как разница между углом входного потока и углом металла, как показано на рис. Рисунок 5. В этом исследовании часто встречаются отрицательные случаи из-за высоких осевых скоростей. Min и β варьировались путем изменения заданных компонентов скорости исходного входного отверстия. граничные условия путем увеличения их результирующей величины или их относительной величины с результирующим значением, соответственно, постоянным.

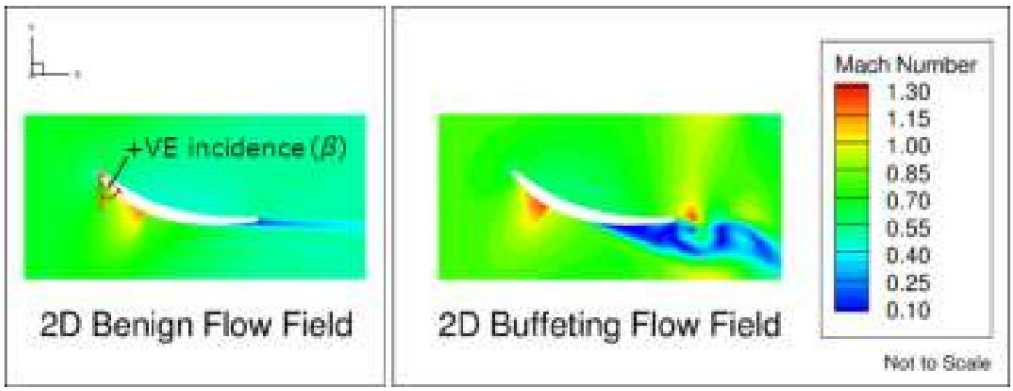


Рисунок 5. Двумерные примеры поля потока с полным шагом OGV и соглашение о знаках падения.

Для каждого параметрического исследования был выбран диапазон входных условий с повышенным разрешение вокруг базовых значений. Эти условия эксплуатации и первоначальные 3D-изображения исходные условия приведены в таблице 1. Не все параметрические исследования, точки создавали нестационарное воздействие и поэтому считались свободными от ударов; это указано в Таблице 1 , но исключено из следующего анализа. Два результата были полностью исключен из-за проявления «эффекта карбункула», числовой нестабильности, ответственной за появление небольшой блистерной структуры в потоках с большими числами Маха [14].

Таблица 1. Сводная информация по траншу моделирования параметрического исследования.

Падение β	Мин	ОГВ Шведский стол	Мин.	Заболеваемость	Буфет
Базовое	0,721	Нет	датум 0,721	β	Нет
	0,721	Нет	0,577		Нет
	0,721	Нет	0,649		Нет
	0,721	Да	0,667		Нет
	0,721	Да	0,682		Нет
	0,721	Да	0,707		Нет
	0,721	Да	0,714		Да
	0,721	Да	0,729		Да
	0,721	Да	0,736		Да
значение -1,9 -6,9	0,721 -3,4	Да -2,9 -2,4	-1,4 -0,9	-0,4 0,757	Да

На рисунке 5 показаны два примера полношаговых окружных разрезов потока 2D URANS. поля рабочих точек с буферизацией и без буферизации (или безопасных). Доброкачественное поле течения имеет четко выраженный удар и минимальное разделение ТЕ, тогда как рабочая точка бафтинга демонстрирует многие характеристики трансзвукового удара, включая удар, который сместился в положении и большой отрыв от основания амортизатора. Размер этого разделение также влияет на набегающий поток за счет уменьшения эффективной площади прохода.

Machine Translated by Google

3. Результаты и обсуждение 3.1.

Частота и амплитуда воздействия.

Временные характеристики подъемной силы записывались для каждой рабочей точки и анализировались с использованием метода Уэлча для получения частотных спектров амплитуд компонентов. Мониторинг подъемной силы был выбран для того, чтобы мы могли сосредоточиться на двумерных причинах ударного движения, которое осложняется трехмерным характером первой моды дуги, изменяющейся как в размахе, так и в направлении по хорде. Метод Уэлча работает путем разделения сигнала на сегменты и усреднения полученного значения a с определенной степенью обработки окна для уменьшения влияния шума. Размер сегмента предыдущего исследования, составлявший 4800 временных шагов, был сохранен из соображений точности и с

На рисунке 6 представлены результирующие выбранные среднеквадратичные амплитуды воздействия и частотные спектры параметрического исследования падения, нормированные по частоте дуговой моды и максимальной амплитуде. Для ясности были изображены только избранные 2D-результаты. Для сравнения был включен спектр исходного 3D-база данных, масштабированный по вторичной оси Y. Мы можем видеть хорошо сгруппированные первые гармоники для каждой рабочей точки бафтинга, расположенные очень близко к частоте дуговой моды и трехмерному случаю. Однако во всех 2D-случаях присутствуют явные вторые гармоники, амплитуда которых пропорционально выше, чем у широкополосного шума в 3D-случае.

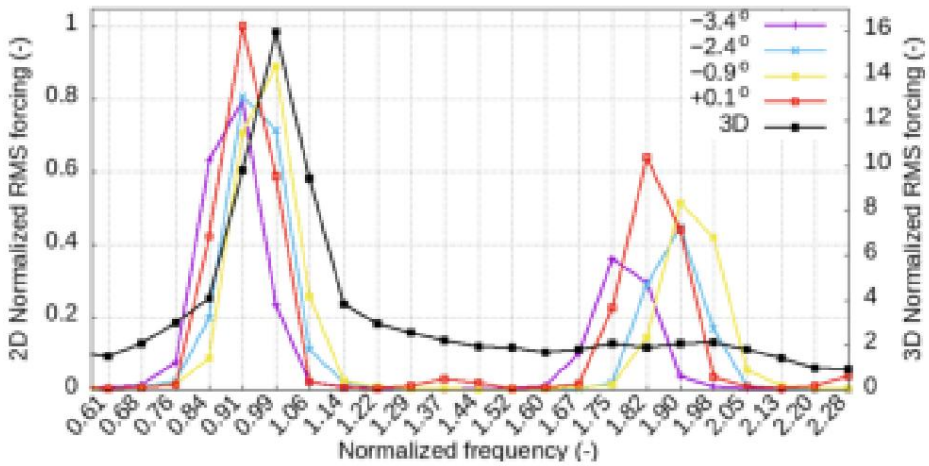


Рис. 6. Параметрическое исследование частотных спектров и амплитуд воздействия при изменении β с постоянной Мин.

В двумерных случаях мы видим, что амплитуда первой гармоники в целом увеличивается с увеличением β , но изменяется только примерно на 20%, при этом тенденция более выражена во вторых гармониках. Существует небольшая разница в частоте между 2D-случаями, ограниченная нормализованным частотным разрешением 0,08, продиктованным выбранным размером сегмента Уэлча. Разделение более заметно во второй гармонике, показывая, что частота увеличивается с падением частоты до -2,4 , после чего она остается постоянной, а затем фактически уменьшается на +0,1 .

Рисунок 7 воспроизводит этот анализ для параметрического исследования Min и показывает структуру хорошо сгруппированных первых гармоник, частота которых слегка увеличивается с увеличением Min. Вторые гармоники также увеличиваются по амплитуде и частоте, значительно превышая пропорциональный трехмерный широкополосный шум. Однако есть существенный выброс в 0,757 мин , который демонстрирует существенно другую частоту первой гармоники, которая на 14% выше, чем частота дуговой моды.

На рисунках 8 и 9 показаны безразмерные частоты, построенные в зависимости от изменения падения и числа Маха на входе: доминирующая частота воздействия, число Струхаля и акустическая частота. Доминирующая частота воздействия и акустическая частота нормируются по частоте дуговой моды. Число Струхаля (St) можно использовать для определения того, возникает ли аэродинамическая неустойчивость при фиксированной безразмерной частоте, и рассчитывается в соответствии с уравнением (2) с использованием доминирующей частоты воздействия (f), хорды OGV (C) и двух опорные скорости: вверх и вниз по течению (U). Восходящий поток

Machine Translated by Google

Скорость рассчитывалась на основе усредненной по массе скорости на входе, а скорость на выходе - на основе усредненной по времени скорости профиля на хорде 80%.

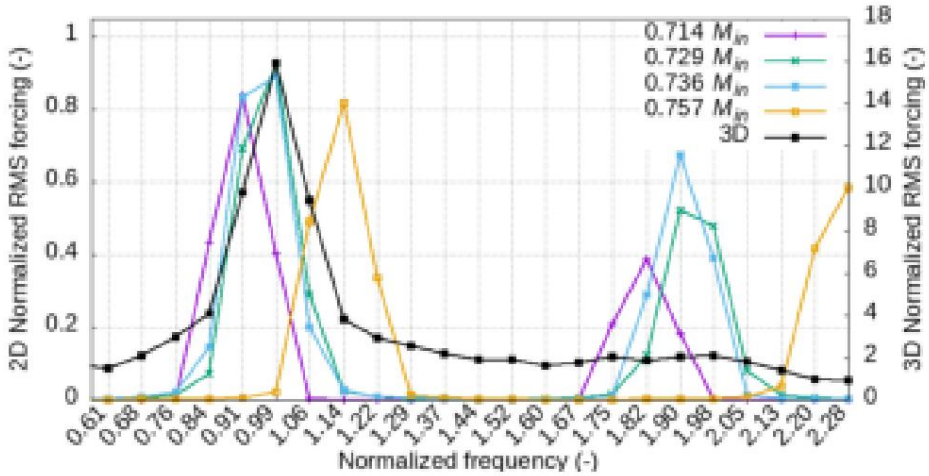


Рисунок 7. Параметрическое исследование частотных спектров и амплитуд воздействия при изменении Min с постоянным β.

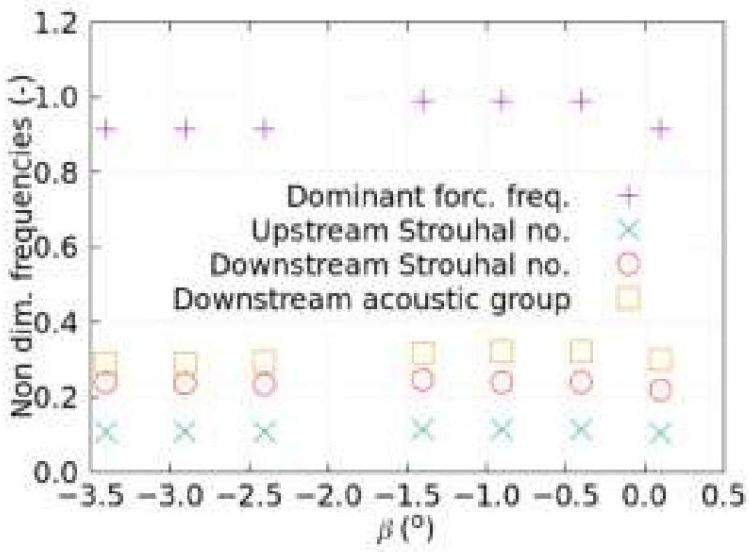


Рисунок 8. Параметрическая развертка β, сравнение доминирующей частоты воздействия, акустической частоты и St в разных местах.

$$Ст = \frac{e\ C}{ты} \quad (2)$$

Говорят, что механизмы акустической обратной связи важны для самоподдерживающегося ударного движения и для определения того, влияет ли это на удар OGV. На рисунках 8 и 9 используется акустическая частота, рассчитанная с использованием скорости вниз по потоку для оценки периода волны, идущей от ударной волны при 20% размахе до TE и возвращающейся [15]. Из рисунка 8 мы можем видеть, что доминирующие частоты воздействия достаточно плоские при увеличении β, тогда как изменение Min на рисунке 9 приводит к постепенному увеличению доминирующих частот при увеличении Min. Это означает, что Min более важен для установки доминирующей частоты воздействия, близкой к режиму носовой части OGV, но широкий диапазон β дает наиболее стабильно опасные частоты. В обоих исследованиях тенденции числа Струхаля отражают доминирующие частоты воздействия, но остаются относительно постоянными: числа Струхаля вверх и вниз по течению имеют значения примерно 0,1 и 0,24 соответственно, хотя и с небольшим увеличением числа Струхаля вверх по потоку при более высоких числах Маха. .

Эта согласованность указывает на общую основную конвективную безразмерную частоту.

Machine Translated by Google

На рисунках 8 и 9 показано, что акустические частоты ниже по течению следуют тем же тенденциям, что и доминирующие частоты воздействия, но составляют примерно одну треть от величины, что указывает на то, что акустическая обратная связь может не иметь существенного влияния на ударное движение OGV.

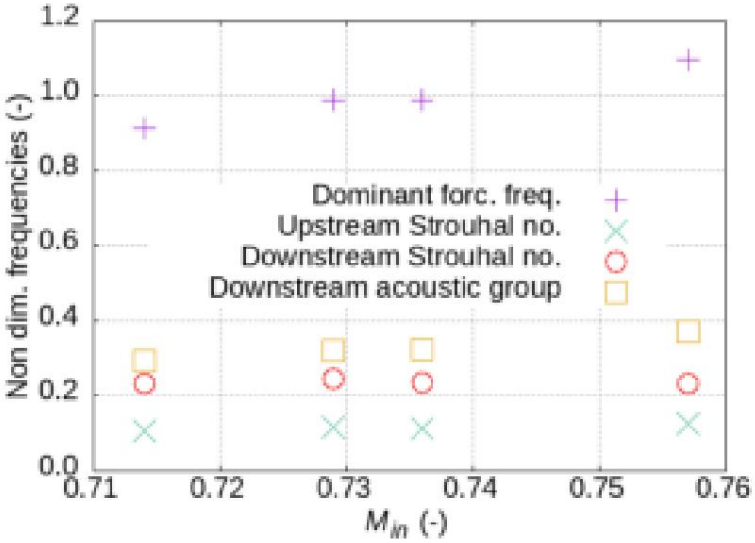


Рисунок 9. Параметрическая развертка Min, сравнение доминирующей частоты воздействия, акустической частоты и St в разных местах.

3.2. Усредненное по времени число Маха

Чтобы выявить изменения в поле течения, ответственные за наблюдаемые выше тенденции, профили усредненного по времени изоэнтропического числа Маха были рассчитаны на основе временных диаграмм поверхностного давления для центрального слоя сетки. На рис . 10 показаны профили усредненного по времени числа Маха при увеличении падения. Как и следовало ожидать для исследования, в котором величина скорости на входе поддерживалась постоянной, общий тренд меняется очень незначительно, при этом каждое состояние имеет одинаково размытый скачок, обозначающий движение. Наблюдается небольшое перемещение пика вперед. Расположение числа Маха при увеличении падения сопровождалось небольшим уменьшением размеров. Более высокие углы падения также обладают более высокими числами Маха по направлению к задней кромке.

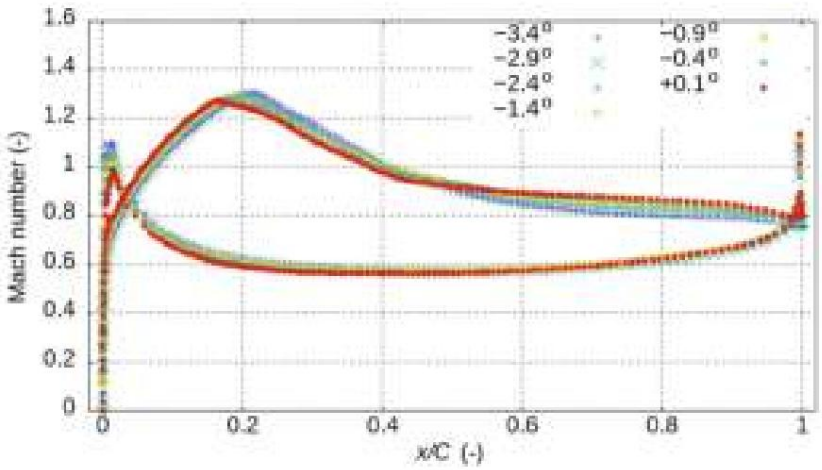


Рисунок 10. Усредненные по времени профили изоэнтропического числа Маха для изменения β в рабочих точках бафтинга.

Обращаясь к рисунку 11, увеличение Min дает аналогичную тенденцию движения вперед пика, но с более высоким устойчивым числом Маха по направлению к задней кромке в течение 0,757 минуты. Однако,

Machine Translated by Google

Увеличение Min также увеличивает пик давления на передней кромке поверхности, в отличие от уменьшения, наблюдаемого на рисунке 10 при увеличении угла падения. Это связано с отрицательными углами наклона , обеспечивающими большее ускорение вокруг передней кромки.

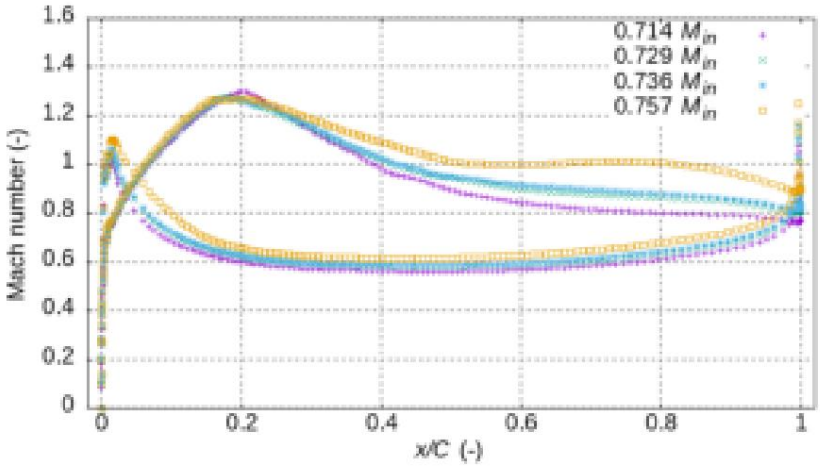


Рисунок 11. Усредненные по времени профили изоэнтропического числа Маха для изменения Min в рабочих точках бафтинга.

3.3. Нестационарное распределение

давления На рисунке 12 представлены примеры полношагового окружного потока для двух временных шагов из четырех рабочих точек: 3,4 .0,4 , 0,714 мин и 0,736 мин, что показывает прогрессирование бафтинга в обоих исследованиях. Снимки слева были выбраны, чтобы показать различные аспекты отрыва потока, а снимки справа были выбраны из-за их силы удара. Все сепарации имеют зоны рециркуляции на разных стадиях создания и выброса. Во всех четырех случаях также наблюдается дросселирование прохода при соединении ударов на поверхности давления и всасывания. Однако характерные скачки с темпами -0,4 и 0,736 мин были способны двигаться дальше назад, иметь более сильные скачки критической точки и более драматичные взаимодействия ударной волны с пограничным слоем на всасывающих поверхностях, а также демонстрировать более высокие амплитуды нестационарного давления. Следует отметить, что, хотя только при -0,4 наблюдается разделение поверхностей давления, оно хотя бы кратковременно присутствовало во всех случаях.

Временные зависимости поверхностного давления для центрального слоя сетки были разложены по Фурье для расчета нестационарных амплитуд давления на доминирующей частоте в каждой рабочей точке. Графики на рисунках 13 и 14 отображают амплитуды нестационарного давления, безразмерные по динамическому давлению, в зависимости от положения по хорде как для поверхностей всасывания , так и для поверхностей давления в зависимости от β. Начиная с базовой линии -3,4 , мы можем видеть большой первичный пик всасывания из-за ударного движения примерно на 35% размахе (на 15% дальше назад, чем пиковое среднее число Маха) и небольшой вторичный пик на 45% размахе. Ли наблюдал аналогичные вторичные пики из-за пузырьков разделения, подобных зонам рециркуляции, указанным на рисунке 12 [7]. Постепенное увеличение нестационарных амплитуд давления в сторону ТЕ можно объяснить отрывом задней кромки [7].

По мере увеличения падения первичный пик растет, перемещается вперед и поглощает вторичный пик по мере увеличения ударного смещения; это сопровождается устойчивым ростом флуктуаций разделения ТЕ. Рабочая точка -0,4 является единственной рабочей точкой, которая противодействует этой тенденции, не обеспечивая заметного увеличения пика и амплитуды разделения ТЕ. Анализируя рисунок 13, можно увидеть, что поглощение второго пика при увеличении заболеваемости, по-видимому, происходит из-за увеличения силы удара и движения, маскирующего эффект любых зон рециркуляции. Для поверхности давления по мере увеличения падения мы видим увеличение амплитуд в критической точке и два второстепенных пика, объединяющиеся Анализ полной временной истории показывает, что это вызвано перекрывающим проход поверхностным ударным давлением, разделяющимся на две части по мере его сжатия. Эффект уменьшается при более высоких частотах, поскольку одна половина становится значительно сильнее и подавляет другую. Это увеличение

Machine Translated by Google

Пиковое всасывание и нестационарность поверхности давления с падением противоречат тенденции уменьшения пикового среднего числа Маха. Однако эти местоположения явно связаны: усредненное по времени местоположение пикового числа Маха поверхности всасывания и пиковая нестационарность движутся вперед с увеличением угла падения. Более высокие нестационарные амплитуды по направлению к задней кромке также коррелируют с более высокими усредненными по времени числами Маха.

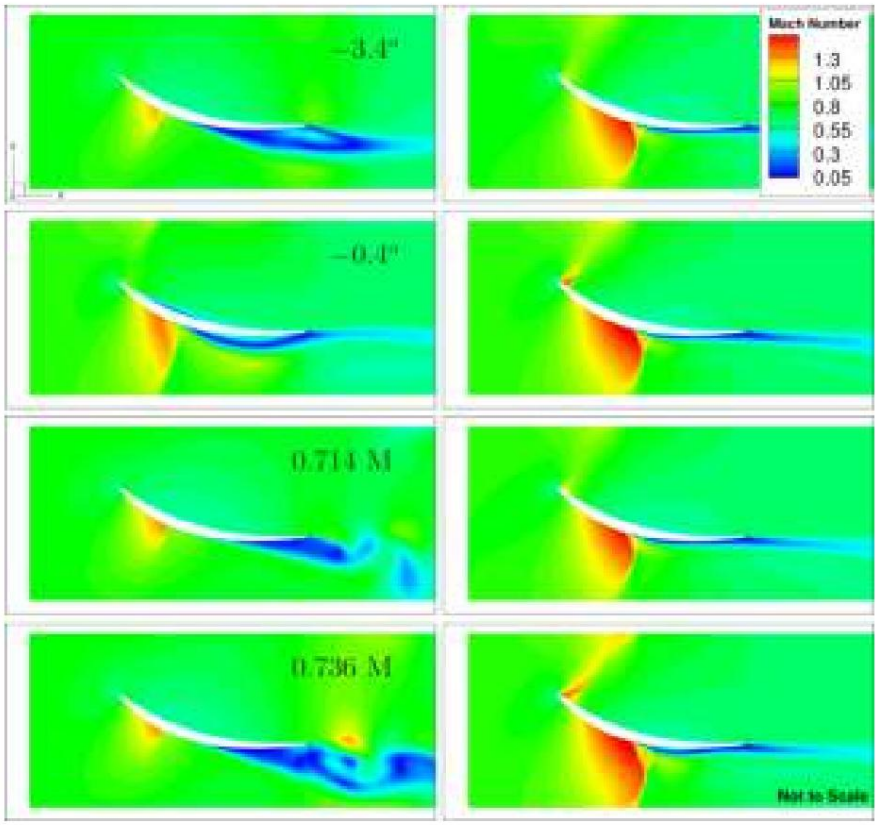


Рис. 12. Представляющие интерес мгновенные поля нестационарного течения в середине пролета по всему шагу.

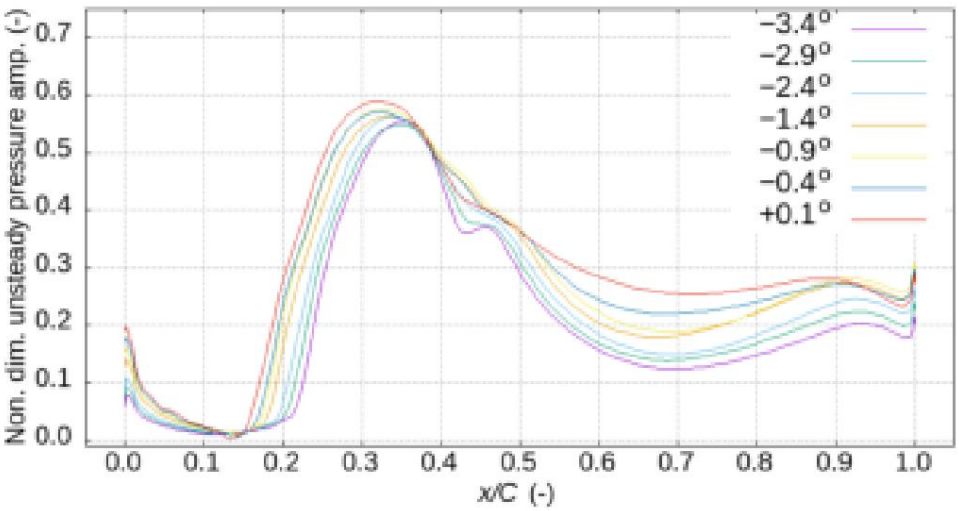


Рис. 13. Профили разложенных по Фурье амплитуд нестационарного давления на поверхности всасывания ОГВ при изменении β.

На рисунках 15 и 16 показано аналогичное поведение при изменении Min, с той лишь небольшой разницей, что положение пиковой нестационарной амплитуды смещается назад с увеличением Min, в отличие от пикового среднего числа Маха, которое перемещается вперед. В обоих параметрических

Machine Translated by Google

В исследованиях уширение нестационарных амплитудных пиков с увеличением входного числа Маха и угла наклона можно интерпретировать как увеличение размаха ударного движения.

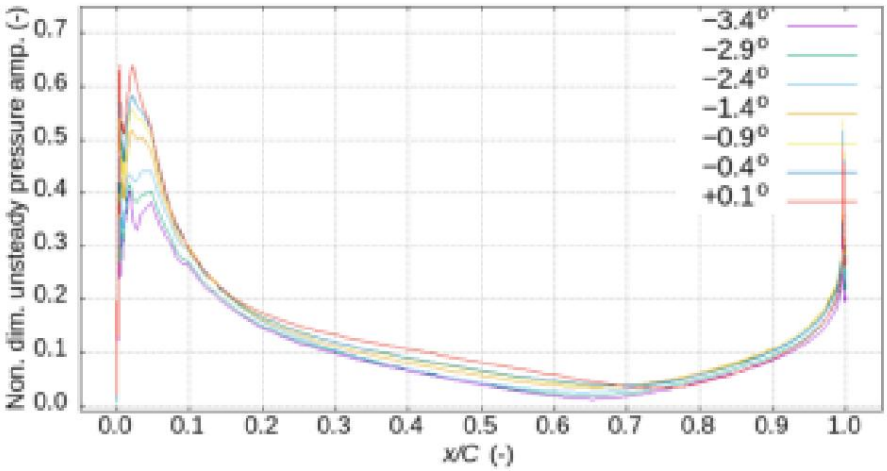


Рис. 14. Профили разложенных по Фурье амплитуд нестационарного давления на поверхности давления ОГВ при изменении β.

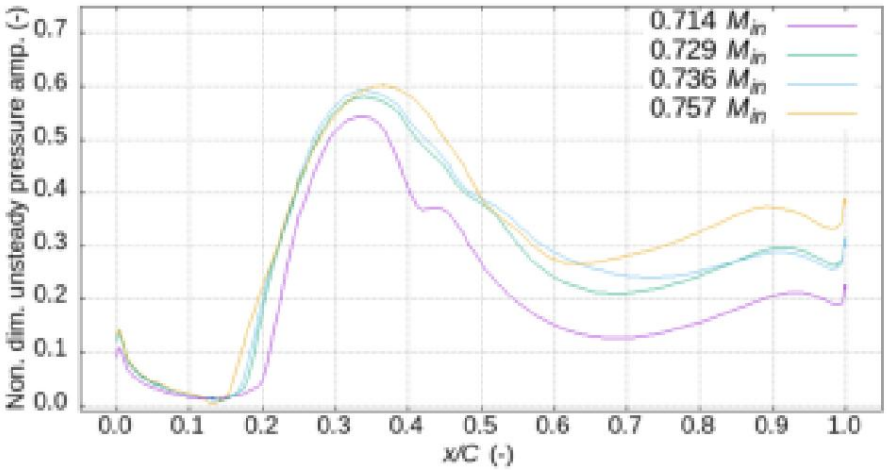


Рис. 15. Профили разложенных по Фурье амплитуд нестационарного давления на поверхности всасывания ОГВ при изменении Мин.

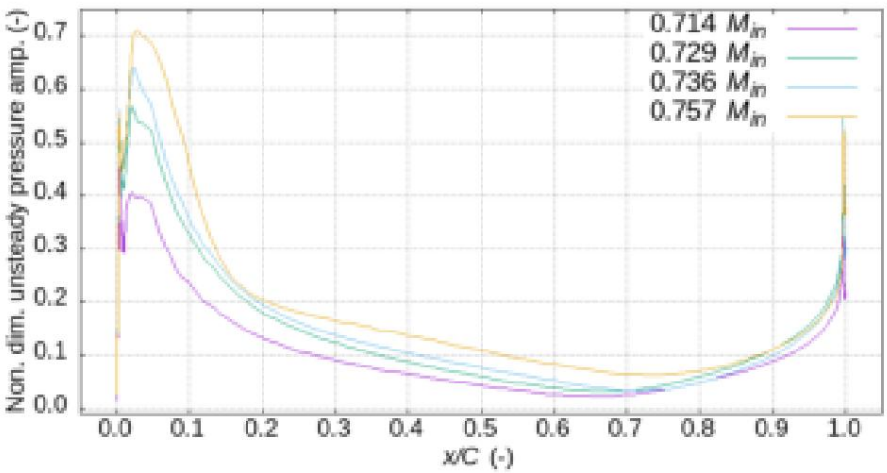


Рис. 16. Профили разложенных по Фурье амплитуд нестационарного давления на поверхности давления ОГВ при изменении Мин.

Machine Translated by Google

На рисунках 17 и 18 представлены графики максимальной амплитуды нестационарного давления на поверхности всасывания (нормализованной по максимальному значению в обоих исследованиях) в зависимости от изменения β и Min. Увеличение числа Маха на входе увеличивает амплитуду нестационарного давления гораздо быстрее, чем увеличение частоты падения в пределах периода этих исследований. Тенденции выглядят примерно линейными в доступных диапазонах данных. Тот факт, что мы также знаем, что пиковое среднее число Маха имеет тенденцию уменьшаться с падением и входным числом Маха, позволяет сделать вывод, что эти тенденции увеличения пиковой неустойчивости обусловлены увеличением движения ударной волны , а не изменениями силы ударной волны. Это подтверждается увеличением как падения, так и числа Маха на входе, что приводит к более широким пикам нестационарного давления на поверхности всасывания, что указывает на большее ударное движение. Соответственно, большие изменения нестационарного давления после скачка уплотнения по направлению к задней кромке указывают на то, что усилие в носовом режиме, которое имеет большое смещение к задней кромке, будет увеличиваться с большим движением скачка уплотнения.

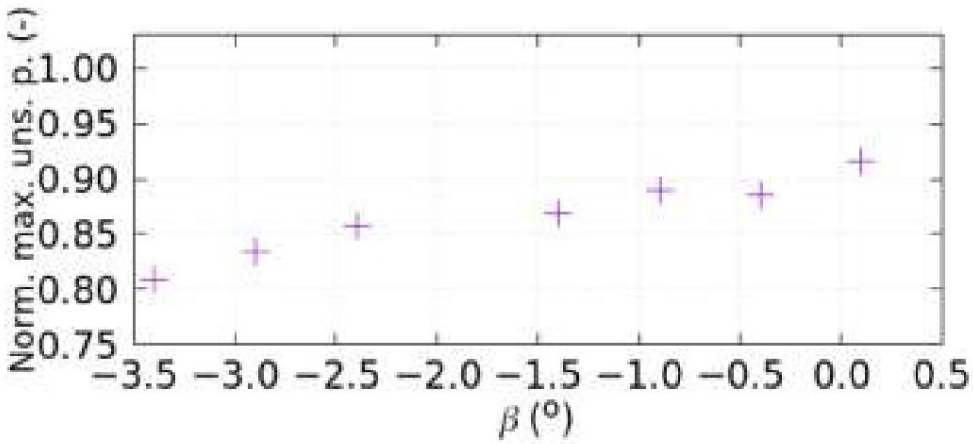


Рисунок 17. Сравнение влияния изменения β на максимальные амплитуды нестационарного давления, разложенные по Фурье .

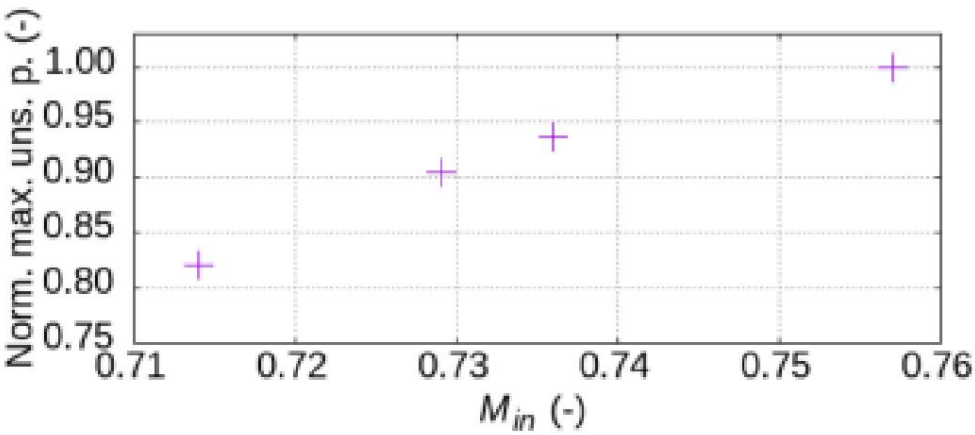


Рисунок 18. Сравнение влияния изменения Min на максимальные амплитуды нестационарного давления, разложенные по Фурье .

4. Выводы

В этом исследовании явление бафета, наблюдаемое на OGV, было воспроизведено на квазидвумерной геометрии. Частота 2D-феномена была очень близка к частоте, измеренной на 3D-геометрии. Это демонстрирует, что бафф вызван не трехмерными особенностями потока, а квази-2D ударной нестабильностью. Параметрические исследования и изменение угла падения и числа Маха на входе показали, что увеличение угла падения приводит к более стабильным доминирующим частотам, близким к частоте дуговой моды, чем к частоте дуговой моды.

Machine Translated by Google

увеличение числа Маха на входе. Также было замечено, что поля буферного потока дают постоянные числа Струхаля в обоих исследованиях. Исследования выявили плавные тенденции усредненных по времени чисел Маха, при этом максимальное среднее число Маха перемещалось вперед и уменьшалось по величине с увеличением β и Min. Тенденции нестационарной амплитуды давления также были плавными, увеличиваясь по величине как с увеличением угла падения, так и с увеличением числа Маха на входе. Вторичные пики, повышенные колебания TE и пики LE на поверхности давления были связаны с зонами рециркуляции, отрывами TE и двойными толчками LE соответст

Вклад авторов: концептуализация, JH, BL и SS; методология, Дж. Х.; программное обеспечение, JH, BL и SS; проверка, JH; формальный анализ, JH; расследование, Дж. Х.; ресурсы, CC и БЛ; курирование данных , JH; письмо — подготовка первоначального черновика, JH; написание — обзор и редактирование, JH и SS; визуализация, Дж.Х.; надзор, CC и БЛ; администрация проекта, JH и SS; приобретение финансирования, SS и BL. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Это исследование было поддержано компанией Rolls-Royce plc и студенческой программой EPSRC iCASE (iCASE Ref 18000163).

Заявление о доступности данных. Данные в этом отчете защищены авторскими правами компании Rolls-Royce plc, поэтому они представлены здесь в нормализованном и безразмерном формате и недоступны для внешнего распространения, но соответствующий автор будет рад дальнейшему обсуждению. последствия моделирования и результатов.

Благодарности: Авторы еще раз хотели бы поблагодарить Rolls-Royce, Имперский колледж VUTC и факультет машиностроения за их постоянную поддержку.

Конфликты интересов. Представленные здесь результаты возможны только при предоставлении технических ресурсов компанией Rolls-Royce plc и, как таковые, также были переданы ей на утверждение авторских прав.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

OGV Выходной направляющий аппарат
RANS Усреднение Рейнольдса-Навье-Стокса
URANS Нестационарное усреднение Рейнольдса-Навье-Стокса
LE передняя кромка задняя
ТЭ кромка

Ссылки

1. Каруана, Д.; Миньози, А.; Робиталли, К.; Коррег, М. Раздельное управление потоком и буферизация. Флоу Турбул. Сжечь. 2003, 71, 221–245. [Перекрестная ссылка]
2. Харрис, Дж.; Лад, Б.; Стапельфельдт, С. Двумерное исследование основ буферизации OGV. И Т. Д. 2021 г. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/proceedings-papers/etc2021-607. (по состоянию на 13 декабря 2021 г.).
3. Жакен, Л.; Молтон, П.; Дек, С.; Мори, Б.; Сулеван, Д. Экспериментальное исследование ударных колебаний в трансзвуковом сверхкритическом профиле. AIAA J. 2009, 47, 1985–1994. [Перекрестная ссылка]
4. Харрис-младший; Лад, Б.; Стапельфельдт, С. Исследование причин тряски выпускных направляющих лопаток. В материалах ASME Turbo Expo 2020, виртуально, 21–25 сентября 2020 г.; Том 84218.
5. Бабинский Г.; Харви, Дж. К. Взаимодействие ударной волны с пограничным слоем; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 2011 г.; п. 461.
6. Крауч, Дж. Д.; Гарбарук А.; Магидов Д.; Травин А. Происхождение трансзвукового бафтинга на крыльях. Дж. Гидромеханика. 2009, 628, 357–369. [Перекрестная ссылка]
7. Ли, Б.Х.К. Трансзвуковой удар на сверхкритическом аэродинамическом профиле. Аэронавт. Дж. (1968) 1990, 94, 143–152.
8. Вахдати, М.; Сайма, А.И.; Имрегун, М. Интегрированный нелинейный подход к прогнозированию вынужденного реагирования турбомашин. Часть II: Тематические исследования. J. Структура жидкостей. 2000, 14, 103–125. [Перекрестная ссылка]
9. Доддс, Дж.; Вахдати, М. Наблюдения за вращающимся срывом высокоскоростного компрессора. Часть 2: Численное исследование; Американское общество инженеров-механиков (ASME): Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2014 г.; Объем 2D. [Перекрестная ссылка]
10. Стапельфельдт, С.; Вахдати, М. Улучшение флаттера нестабильной лопасти вентилятора. Я. Турбомах. 2019, 141, 071006. [CrossRef]
11. Иванович, М.; Раве, Д.Е. Исследование Навье-Стокса, усредненного по Рейнольдсу, механизма нестабильности шокового типа. АИАА Дж. 2012, 50, 880–890. [Перекрестная ссылка]
12. Тьери, М.; Кустолс, Э. Расчеты URANS ударных колебаний над двумерными жесткими профилями: влияние геометрии рабочей секции. Флоу Турбул. Сжечь. 2005, 74, 331–354. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

13. Сайма А.И.; Вахдати, М.; Имрегун, М. Интегрированный нелинейный подход к прогнозированию вынужденного реагирования турбомашин. Часть Я: Формулировка. J. Структура жидкостей. 2000, 14, 87–101. [Перекрестная ссылка]

14. Гарикано-Мена, Дж.; Лани, А.; Деконинк, Х. Средство против карбункула, рассеивающее энергию: применение к гиперзвуковым потокам вокруг тупых тел. Вычислить. Жидкости 2016, 133, 43–54. [Перекрестная ссылка]

15. Ли, Б.Х. Самоподдерживающиеся ударные колебания на профилях крыла на околозвуковых скоростях. Прог. Аэросп. наук. 2001, 37, 147–196. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Течение в опорных каналах высокоскоростных турбомашин Теплообменники

Стефан Зюндермайер [1], Максимилиан Пассманн [2], Стефан аус дер Виш 1* и Евгений Ю. Кениг [3]

[1] Факультет машиностроения, Университет прикладных наук, 48565 Штайнфурт, Германия; Stephan.sundermeier@fh-muenster.de
[2] Кафедра гидравлического оборудования, Рурский университет, Бохум, Universitätsstraße 150, 44801 Бохум, Германия; maximilian.passmann@ruhr-uni-bochum.de 3
Кафедра гидротехнологии, Падерборнский университет, 33098 Падерборн, Германия; eugeny.kenig@upb.de *
Адрес для переписки: wiesche@fh-muenster.de; Тел.: +49-02551-9-62272

Аннотация: Во многих применениях турбомашин, например, в авиационных двигателях с регенераторами для снижения удельного расхода топлива (УТЭ), требуются теплообменники с низкими потерями давления. Низкопластинчатые теплообменники Pil (PPHE) представляют собой новый тип теплообменников и многообещающие кандидаты для применения в высокоскоростных потоках благодаря своим гладким профилям, позволяющим избежать тупых препятствий на пути потока. Данная работа посвящена общему поведению системы и газовой динамике подушкообразных каналов. В рабочей части продувочной аэродинамической трубы, работающей на сухом воздухе, был размещен подушкообразный канал и исследованы явления сжимаемого течения с использованием традиционной и фокусирующей шлирен- оптики; кроме того, были проведены измерения статического и полного давления. Эксперименты подтвердили предположение о том, что поведение системы можно описать с помощью модели потока Фанно – Рэлея. Поскольку использовались только волнистые стенки с гладкими профилями, линеаризованная газовая динамика смогла охватить важные особенности потока внутри канала. Было исследовано влияние волнистых стенок на перепад давления и распределение числа Маха внутри канала потока, и было обнаружено хорошее качественное согласие с теоретическими и численными прогнозами. Настоящий анализ показывает, что потери давления в пластинчатых теплообменниках достаточно малы, хотя их сильное турбулентное перемешивание обеспечивает высокие коэффициенты конвективной теплоотдачи.

Ключевые слова: теплообмен; газовая динамика; авиационные двигатели; энергосистемы ORC; подушка-тарелка; Фанно–Рэлеевский поток; явления сжимаемого течения; шлирен-фотография

Цитирование: Сундермейер, С.; Пассманн, М.; аус дер Висше, С.; Кениг, ЕЙ Поток в каналах опорных пластин для Теплообменники высокоскоростных турбомашин. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 12. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020012 .

Академический редактор: Франческо Монтомоли

Поступила: 13 декабря 2021 г.
Принято: 22 февраля 2022 г.
Опубликовано: 22 марта 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Уровень скорости истечения тепловых турбомашин обычно довольно высок. Этот высокий уровень скорости может привести к существенным потерям эксергии в последующих теплообменниках , поскольку традиционно теплообменники не рассчитаны на высокоскоростные потоки. Например , на компоновку паровой электростанции в значительной степени влияют потери на выхлопных газах из-за комбинации паровой турбины низкого давления с потоком выхлопных газов с высоким числом Маха и конденсатора, как подробно обсуждалось Аусом дер Више и Йоосом [1].]. В случае газовых турбин хорошо известны термодинамические преимущества циклов с промежуточными охладителями и регенераторами, однако этот подход характеризуется значительными потерями давления в теплообменниках, что затрудняет их использование на крупных электростанциях. В случае авиационных двигателей интересным способом снижения удельного расхода топлива является добавление регенератора, но это обычно не выполняется с газовыми турбинами, используемыми для движения, из-за дополнительного веса. Единственным исключением был ранний турбовинтовой двигатель Allison T78, показанный на рисунке 1, который представлял собой попытку создать двигатель с гораздо меньшим расходом топлива при частичной мощности [2–4]. Сегодня снижение удельного расхода топлива газовых турбин с помощью теплообменников становится все более актуальной темой. В энергосистемах с органическим циклом Ренкина (ORC) обычно добавляют теплообменник непосредственно после турбины ORC для предварительного нагрева рабочей жидкости, как показано на примере

Machine Translated by Google

В регенераторе такой подход крайне невыгоден, поскольку поток горячего пара выхлопных газов обычно околозвуковой или даже сверхзвуковой из-за низкой скорости звука органических паров. В результате возникают значительные эксергетические потери, которые снижают общий КПД цикла [5].



Рис. 1. Разрез турбовинтового двигателя Allison T78 с регенератором компании Allison Engine Company, адаптировано из [6]. Регенератор расположен позади турбины, чтобы минимизировать лобовую площадь.

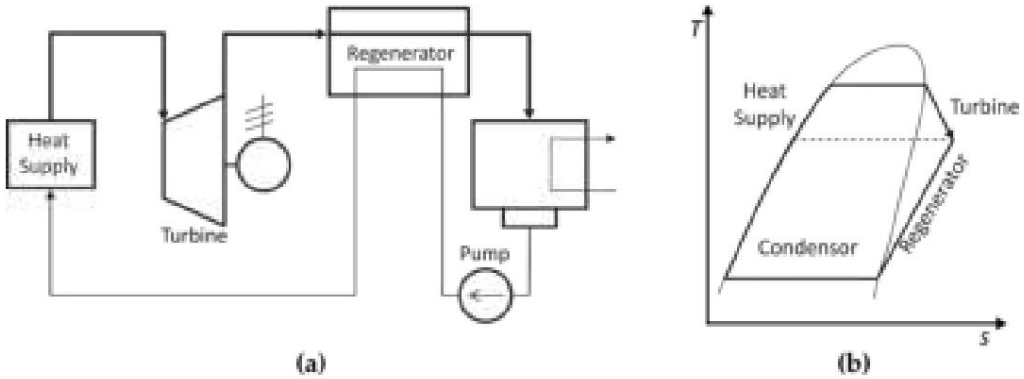


Рис. 2. Органический цикл Ренкина (ОРЦ) с регенератором после турбины: а — схема цикла; (б) процесс на диаграмме T,s .

Во всех рассмотренных выше случаях использование трансзвукового или сверхзвукового проточного теплообменника с малыми потерями давления и высокими коэффициентами конвективной теплоотдачи было бы весьма привлекательным. Любая конструкция теплообменника, основанная на затупленных телах, таких как трубы, помещенные в высокоскоростной поперечный поток, приведет к значительным потерям при ударе. Интересным техническим решением этой проблемы может быть использование подушкообразных устройств. Подушечно-пластинчатые теплообменники (PPHE) представляют собой новый тип теплообменника, основанный на волнистой геометрии подушкообразных пластин , как схематически показано на рисунке 3.

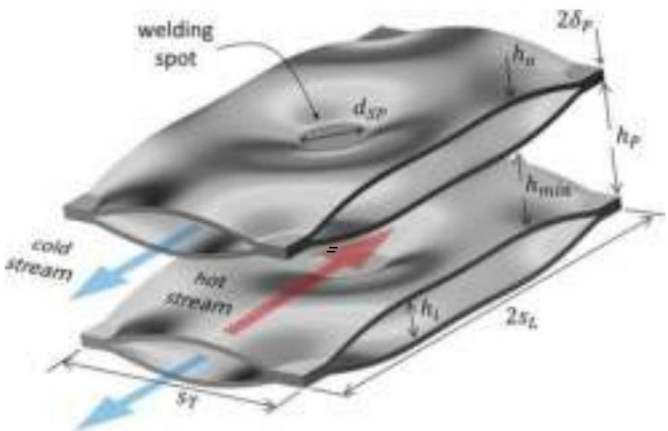


Рисунок 3. Иллюстрация пластинчатого теплообменника (по материалам Piper et al. [6]).

Machine Translated by Google

Обычно ППТО состоят из параллельных пластин, расположенных стопкой [7]). Один путь потока ППТО может быть спроектирован как гладкий, волнистый канал, ограниченный стенкой. Плавное изменение профиля канала помогает снизить потери давления. Кроме того, из применений с низкоскоростным потоком известно, что коэффициенты конвективной теплопередачи сравнительно высоки из-за эффекта смешивания в точках сварки, выполняющего функцию теплопередачи, увеличивая ямки на пути горячего потока [8].

Ранее низкоскоростные течения в пластинчатых теплообменниках подробно исследовались (см., например, [7–9]). Первое обсуждение явлений высокоскоростного потока в каналах с подушкой было недавно предложено Пассманом и др., Которые представили результаты вычислительной гидродинамики (CFD) для адиабатического течения в канале с подушкой [10]. Эти результаты качественно подтвердили аналитическое предсказание о том, что этот тип течения можно понимать как разновидность течения Фанно. Вывод о том, что высокоскоростные течения в подушкообразных каналах будут описываться квазиодномерной моделью сжимаемого течения с трением и теплообменом (течение Фанно-Релея), имеет существенные последствия для поведения системы, т.е. комбинированное турбинно-теплообменное ус

Более подробно об этом будет сказано в следующем разделе. Кроме того, результаты экспериментального исследования используются для подтверждения справедливости предложенной модели течения Фанно – Рэлея. Это экспериментальное исследование позволяет детально понять явления высокоскоростного потока, происходящие в каналах с опорными пластинами, а данные подтверждают метод анализа CFD, использованный Passmann et al. [10].

2. Одномерная модель потока Фанно – Рэлея. В процессах

проектирования турбомашин в начале обычно выполняется анализ средней линии, который предоставляет соответствующую информацию для более детального анализа. В данном случае рассматриваемая турбомашина и поток горячего газа через пластинчатый теплообменник образуют техническую систему, для которой необходимо провести по существу одномерный анализ течения сжимаемого газа . Такая конфигурация схематически показана на рисунке 4, где турбина упрощена за счет эквивалентного сопла, создающего условия притока (индекс 1) в канал опорной пластины. Выходную станцию подушкообразного канала обозначим индексом 2, а ее продольную координату – x. Боковые координаты будут y и z. Хотя реальная турбина не является пассивным соплом, для настоящей цели этого упрощения достаточно, поскольку общая характеристика производительности высокоскоростной турбины хорошо аппроксимируется поведением дросселирующего массового потока, аналогичного соплом, как обсуждалось Диксоном и Холл [11] или Хорлок [12]. Поток с трением (характеризуемый коэффициентом трения f) в подушкообразном канале подвергается внешнему подводу или теплоотдаче (обозначается символом q).

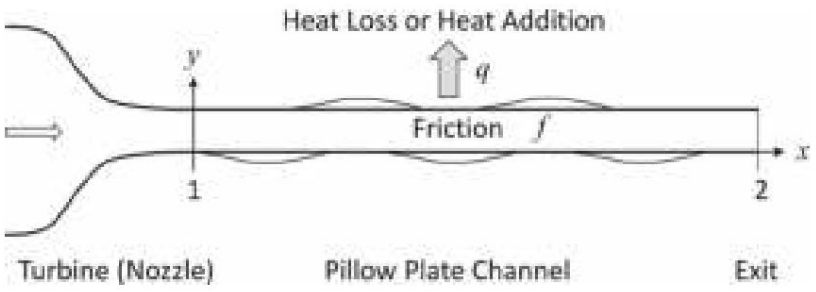


Рис. 4. Схема рассматриваемой системы с турбиной и опорно-пластинчатым теплообменником.

Благодаря общим уравнениям баланса все возможные состояния течения, возникающие в канале опорной пластины, на диаграмме T,s для заданного массового расхода находятся на линии Фанно-Релея . Линии идеального течения Фанно и идеального течения Рэлея схематически изображены на рисунке 5. Без трения, но с теплообменом возможные состояния потока будут описываться линией тока Рэлея на рисунке 5. Процессы охлаждения будут перемещать состояния потока от точка M = 1 с максимальной энтропией s. В случае дозвукового потока (число Маха на входе M1 < 1) более низкие числа Маха на выходе будут обусловлены охлаждением, тогда как в случае

Machine Translated by Google

случае сверхзвукового потока (входное число Маха M1 > 1), число Маха увеличится за счет охлаждения. Для сверхзвуковой ветви линии Рэлея в канале охлаждения может возникнуть ударная волна, приводящая к дозвуковому состоянию потока, как показано на рисунке 5 (см. Джон и Кит [13]). Условие возникновения этого скачка задано в точке пересечения линий тока Фанно и Рэлея (при заданном массовом расходе).

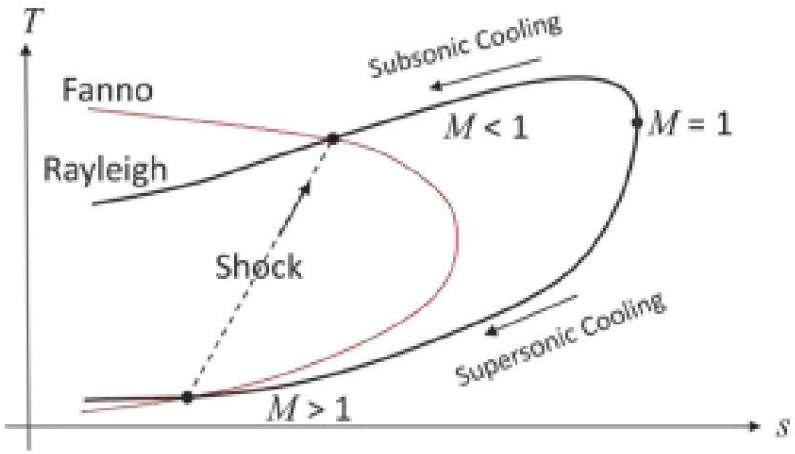


Рис. 5. Схематическое изображение линий тока Фанно и Рэлея на диаграмме T,s .

Учитывая фундаментальные уравнения баланса для произвольного управляющего объема вдоль координаты x среднего потока , для идеального газа с показателем изэнтропы можно вывести следующее уравнение потока Фанно – Рэлея, включающее изменение площади поперечного сечения канала, трение и теплообмен. γ: γ:

$$\frac{dM}{dx} = \frac{M\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)}{1-M^2}\left[\frac{1+\gamma M^2}{2}\left(\frac{1}{A}\frac{dA}{dx}+\frac{1}{2}\gamma M^2\frac{f}{D_h}\right)+\frac{1+\gamma M^2}{2}\frac{1}{c_pT}\frac{dq}{dx}\right] \quad (1)$$

В уравнении (1) A обозначает эффективную площадь поперечного сечения канала опорной пластины, а D_h гидравлический диаметр. Коэффициент трения f определяется с использованием напряжения сдвига стенки τ_w по формуле $f = 8\tau_w/\rho c^2$. В случае полностью турбулентного течения в канале опорной пластины связь Рейнольдса между коэффициентом трения f и коэффициентом теплопередачи h существует благодаря аналогии Рейнольдса. [13]. Член теплопередачи в уравнении (1) может быть оценен явно для конкретного теплового граничного условия. Например, в случае постоянной скорости нагрева стенки коэффициент теплопередачи может быть выражен как функция общей температуры T_0 , которая является функцией числа Маха M из-за условия изэнтропии.

Для канала опорной пластины, см. рисунок 3, член площади $\frac{1}{A}\frac{dA}{dx}$ в уравнении (1) / является периодическим и довольно небольшим из-за гладких профилей с умеренными относительными изменениями площади. Следовательно, общее поведение системы может быть качественно выражено потоком Фанно-Релея без изменения площади. Пропуская член площади в уравнении (1) и пренебрегая теплопередачей, можно легко получить предел дросселирования системы. Интегрируя полученное уравнение из x = 0 (запись с записью числа Маха M) и суммируя предел дросселирования M = 1 в конце канала опорной пластины при x = L, можно установить связь между введенным числом Маха и длиной. L результатов позднего канала подушки :

$$\frac{f_{max}L}{D_h} = \frac{1-\gamma}{\gamma+1}\ln\frac{2\gamma}{(\gamma+1)M^2/2}\frac{1}{+(\gamma-1)M^2/2} - \frac{1}{\gamma}\left(1-\frac{1}{M^2}\right) \quad (2)$$

Уравнение (2) связывает длину канала L опорной пластины и входное число Маха M для достижения условий дросселирования на выходе из канала. Например, в случае γ = 1,4 предельное значение f L/D = 0,8215 получается при M . Это означает, что в случае сверхзвукового истечения максимальная длина L адиабатического канала подушки может

Machine Translated by Google

быть довольно малым с точки зрения D/ f (однако коэффициент трения f для сверхзвукового обтекания гладких границ имеет порядок f = 0,02, и, следовательно, максимальная длина L может во много раз превышать гидравлический диаметр D).

Состояние дросселирования в конце длинного канала с опорной пластиной определяет максимальный массовый расход через систему. За счет дополнительного охлаждения можно увеличить максимальный массовый расход, но в случае нагрева подвод тепла приводит к более сильному эффекту дросселирования, что уменьшает максимальную теоретическую длину. Тогда более длинный канал опорной пластины приведет к снижению массового расхода. Эти механизмы имеют важные последствия для состояния выхода турбины (давления выхлопных газов) и массового расхода турбины. Добавление пластинчатого теплообменника имеет тенденцию к снижению массового расхода во всей системе, а на конструкцию турбины будет напрямую влиять эффект дросселирования потока Фанно – Рэлея из-за его влияния на результирующее распределение давле

Хотя приведенное выше обсуждение (т. е. рисунок 5 и уравнения (1) и (2)) явно рассматривает идеальный газ, основной физический механизм можно предположить для неидеального газа или органического пара, по крайней мере, в режиме разбавленного газа. слишком. Тогда показатель изэнтропы γ будет заменен обобщенным показателем (см., например, Куременос и Антонопулос [14]).

3. Линеаризованная газодинамика и течения в подушкообразном канале.

В дополнение к приведенной выше одномерной модели для сжимаемого течения с трением и теплообменом можно получить ценную информацию о скорости объемного потока и распределении давления внутри подушкообразного канала. посредством линеаризованной газовой динамики. Линеаризация основных уравнений газовой динамики является мощным методом в случае гладких профилей и невязкого течения, поскольку можно получить аналитические результаты и определенные зависимости между переменными потока [13]. В линеаризованной газовой динамике поле скорости обычно выражают как сумму основной однородной скорости U и поля возмущенной скорости, которое можно рассчитать из потенциала скорости φ. Эффекты волнистой стенки на результирующее течение учтены в потенциале скорости возмущения φ. Этот потенциал скорости возмущения φ можно рассчитать путем решения (дозвукового) уравнения возмущений.

$$1 \quad M2 \quad \frac{2\varphi}{x\,2} + \frac{2\varphi}{y^2} + \frac{2\varphi}{z\,2} = 0 \tag{3}$$

В уравнении (3) M — локальное число Маха невозмущенного основного потока (со скоростью U) в центре канала при z = H/2 (с высотой канала H), которое является функцией продольной координаты x.

3.1. Когерентные колебания давления

Потенциал возмущения зависит от граничных условий, которые задаются функцией подъема поверхности стенки zw. В случае подушек периодическая функция подъема поверхности стены zw может быть выражена с использованием двойного ряда Фурье с модами zw,xy = εxy sin(kx x) sin kyy . Из-за линейного характера уравнения возмущения (3) каждую моду возвышения можно рассматривать отдельно, а окончательное решение φ можно рассчитать как сумму мод.

$$\varphi xy = \frac{Ukx\varepsilon xy}{kxy} \cos(kx\,x) \sin kyy \quad \frac{\exp \quad kxyz}{\exp \quad 2kxyH \quad 1} \quad \frac{\exp kxyz}{\exp 2kxyH - 1} \quad c\ kxy = 1 \quad M2 \quad {}^{2}_{\text{тыс.}}x + к\,{}^{2}_{\text{й}} \tag{4}$$

Приведенное выше решение (4) приводит к тому, что при дозвуковом течении через канал возникают колебания давления, когерентные колебаниям возвышения подушки. В этом можно убедиться, подставив решение (4) в определение коэффициента статического давления.

$$Cp = q\,\frac{p - p}{} = \frac{(p/p \quad) \quad 1}{\gamma M2 \quad /2} = \quad \frac{2}{\text{ты}}\frac{\varphi}{x} \tag{5}$$

Machine Translated by Google

Синусоидальные колебания давления на стенке из-за волнистой стенки экспоненциально затухают с увеличением расстояния до стенки z в дозвуковом потоке. В случае конечной высоты канала H эти колебания все еще наблюдаются в средней линии канала (z = H).

3.2. Правила подобия для результатов дозвукового течения и течения несжимаемой жидкости

В научной литературе имеется много результатов для течения несжимаемой жидкости через подушкообразные каналы [7,8]. Линеаризованная газовая динамика напрямую приводит к правилам подобия Прандтля–Глауэрта и Гётерта, которые связывают (дозвуковой) сжимаемый поток с его несжимаемым эталоном [13]. В рамках этой линеаризованной теории можно сделать следующие общие выводы : В случае фиксированной геометрии опорной пластины коэффициент статического давления

(5) может быть связан с его результатом несжимаемого течения Cp,i с помощью фактора Прандтля – Глауэрта. , т. е. Cp = Cp,I 1 M2 1/2. Это означает, что амплитуда когерентных колебаний увеличивается с увеличением числа Маха.

Уравнение возмущения (3) позволяет интерпретировать, что сжимаемый поток в системе координат (x,y,z) эквивалентен несжимаемому потоку (индекс i), если преобразование x = xi , y = yi 1 M2 пример, подушка Конструкция пластины, характеризующаяся некоторыми $^{1/2}$ и z = zi 1 M2 предполагается -1/2 . Для определенными значениями ее геометрических параметров hmin, hp и sL (см. рисунок 3), которые приводят к оптимальному поведению теплопередачи в режиме несжимаемого течения, может быть растянута в соответствии с правилами преобразования координат для создания новой оптимальная конструкция опорного канала для течения сжимаемой жидкости при дозвуковом числе Маха M.

4. Экспериментальная установка и процедура

Вышеизложенные теоретические соображения и предсказания были проверены посредством экспериментального исследования с использованием адиабатического канала с опорной пластиной (добавление или потеря тепла в испытательном канале потребовали бы существенных дополнительных усилий, которые выходили за рамки настоящего проверочного исследования).

Экспериментальные исследования проводились с использованием продувочной аэродинамической трубы, которая схематически показана на рисунке 6 и более подробно объяснена Passmann et al. [15]. Рабочей жидкостью служил сжатый воздух (максимальное давление 8 бар). Заполнение воздухохранилищ осуществлялось магнитным клапаном MV1. Температура и давление в системе резервуаров-хранилищ постоянно регистрировались. Вся испытательная установка управлялась с помощью ПК и программного обеспечения LabView от производителя National Instruments, базирующегося в Остине, штат Техас. Испытательный запуск продувки контролировался коаксиальным клапаном CV1, см. рисунок 6. Канал с опорной пластиной был размещен в испытательной части аэродинамической трубы, как показано на рисунке 7a.

Условия потока на входе и выходе испытательной секции были получены путем измерений статического и полного давления. В ходе предыдущих испытаний было обнаружено, что входной зонд Пито не оказывает существенного влияния на приток. Распределение статического давления по центру канала подушки измерялось с помощью 40 кранов, расположенных по центру торцевой стенки канала подушки , см. рисунок 7b. В дополнение к измерениям статического и полного давления прозрачные боковые стенки канала подушки позволяли проводить оптическую визуализацию с использованием как традиционной, так и фокусирующей шлирен-оптики. Кроме того, были проведены исследования по визуализации поверхностного потока нефти для получения качественной картины поведения потока.

Machine Translated by Google

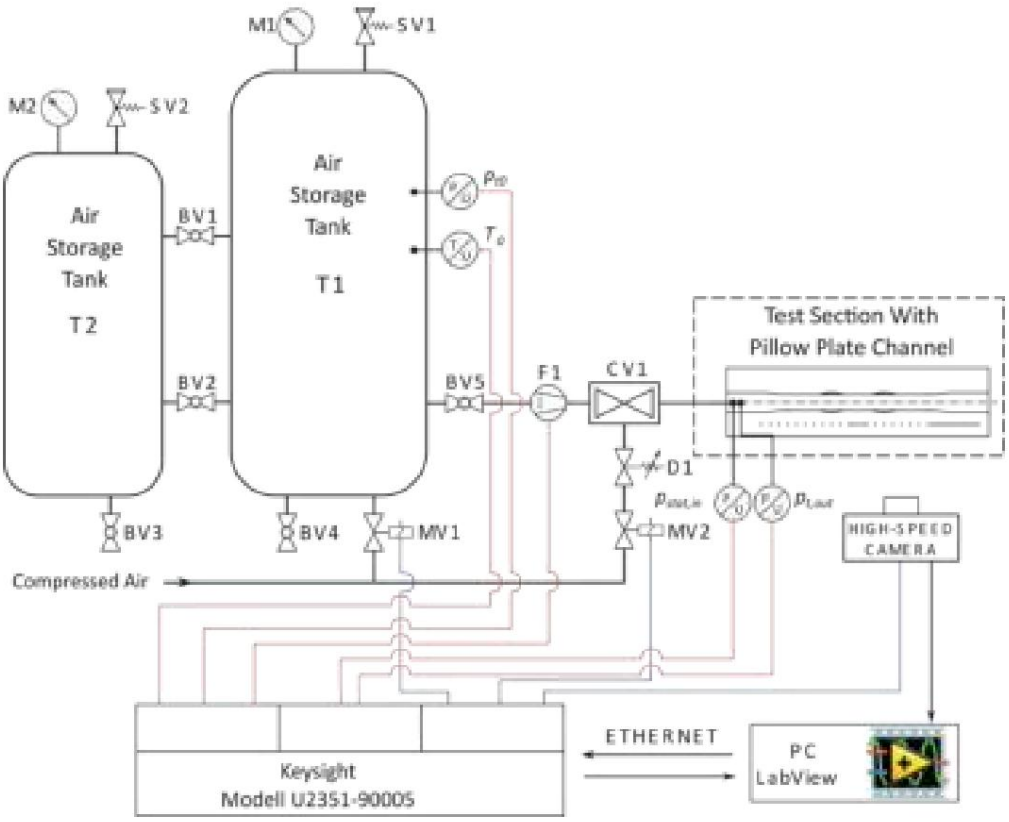


Рис. 6. Продувочная аэродинамическая труба.

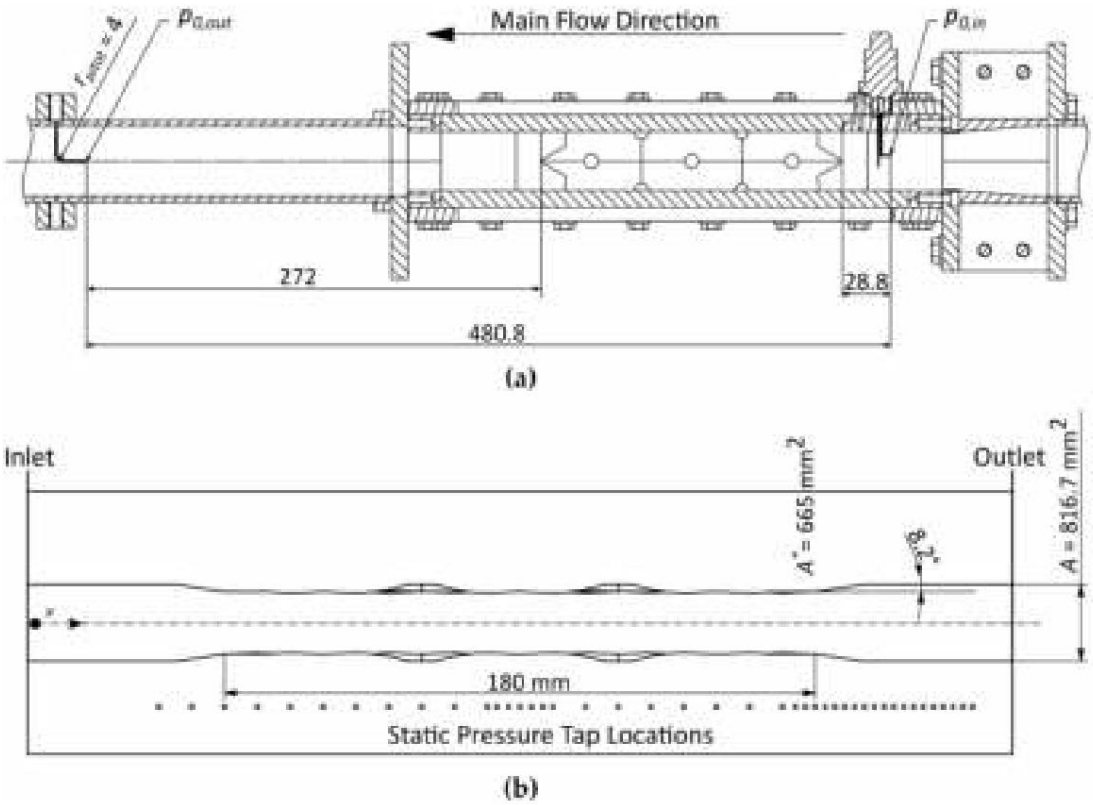


Рис. 7. Испытательная секция: (a) Испытательная секция с датчиками Пито; (b) детали испытательного участка с опорной пластиной.

Machine Translated by Google

В то время как традиционная шлирен-оптика хорошо рассматривается в литературе, фокусирующие шлирен-оптические системы используются реже. Принципиальная схема используемой фокусирующей шлирен-оптики показана на рисунке 8, а подробности можно найти в других источниках (см. Вайнштейн [16] и Пассманн и др. [17]). В сочетании с высокоскоростной камерой фокусирующая шлирен-оптика позволила детально визуализировать переходные явления в определенных плоскостях наблюдения в испытательном участке.

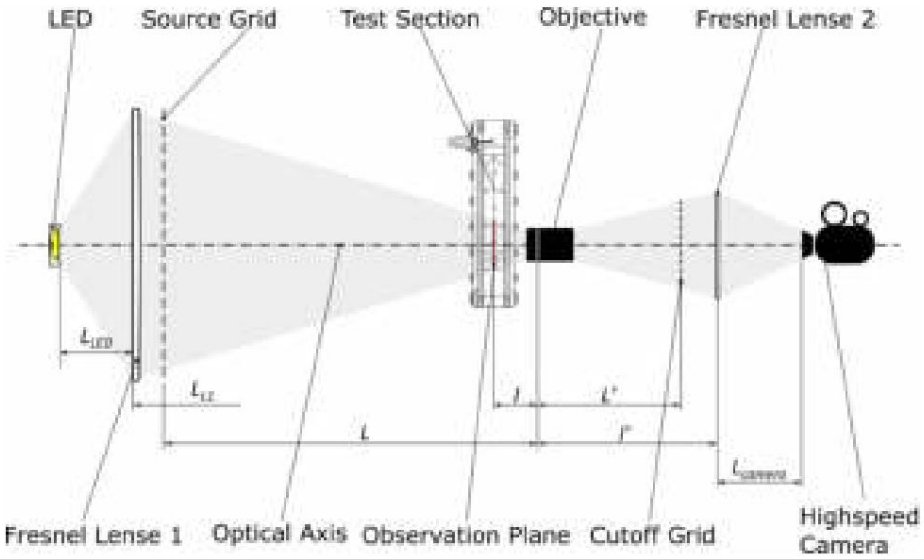


Рис. 8. Схема установки фокусирующей шлирен-оптической системы.

5. Результаты и обсуждение.

Основной целью настоящего экспериментального исследования было получение качественных результатов явлений течения, происходящих в рассматриваемом подушкообразном канале. Настоящее исследование было ограничено условиями (высокого) дозвукового притока, поскольку этот режим течения представляет большой практический интерес (исследование условий сверхзвукового притока потребовало бы дополнительного сопла Лаваля во входной зоне, которое не было частью испытательной секции, см. рисунок). 7).

5.1. Удушающее поведение и колебания давления

Общей особенностью потока Фанно является его удушающее поведение. Это означает, что при высоких числах Маха дозвукового истечения в конце канала подушки возникает скачок уплотнения (M = 1, независимо от уровня давления торможения p0). Это продемонстрировано на рисунке 9. На рисунке 9 показаны обычные шлирен-изображения в выходной области канала опорной пластины для различных уровней давления торможения. В любом случае в конце канала достигается число Маха M = 1 и возникает скачок. При более высоких уровнях давления сложная картина приводит к расширению потока в выходной буферной зоне. Кроме того, периодическое затенение в области канала опорной пластины (левая часть изображений, показанных на рисунке 9) указывает на колебательное поведение распределения числа Маха внутри канала из-за периодического профиля поверхности. Это наблюдение хорошо согласуется с изменением распределения статического давления, измеренного вдоль стенки опорной пластины, которое показано для более высокого уровня давления торможения на рисунке 10. Входное изображение цветного изображения на рисунке 10 показывает смоделированное распределение числа Маха Пассманном и др. [10] с расширяющейся струей после скачка (красная область) и небольшими колебаниями Колебательное поведение статического давления хорошо видно на рисунке 10. Изменения давления согласуются с профилем поверхности стенки опорной пластины. Соответственно, при аналитическом прогнозе течения невязкой сжимаемой жидкости (см. уравнение (5) и решение (4) колебания статического давления напрямую отражают структуру опорных пластин. В результате профиля и ориентации лунки вдоль канала подушки (см. рис. 7) амплитуды

Machine Translated by Google

максимумы на рисунке 10 чередуются между двумя разными уровнями (т.е. нечетные максимумы немного выше других максимумов из-за эффективной площади поперечного сечения канала, включая рисунок ямочек). Кроме того, на рисунке 10 также можно увидеть небольшое уменьшение среднего статического давления с увеличением координаты длины канала. Это небольшое уменьшение представляет собой падение давления из-за трения внутри канала. Однако из-за удара на конце канала опорной пластины произошло существенное паден

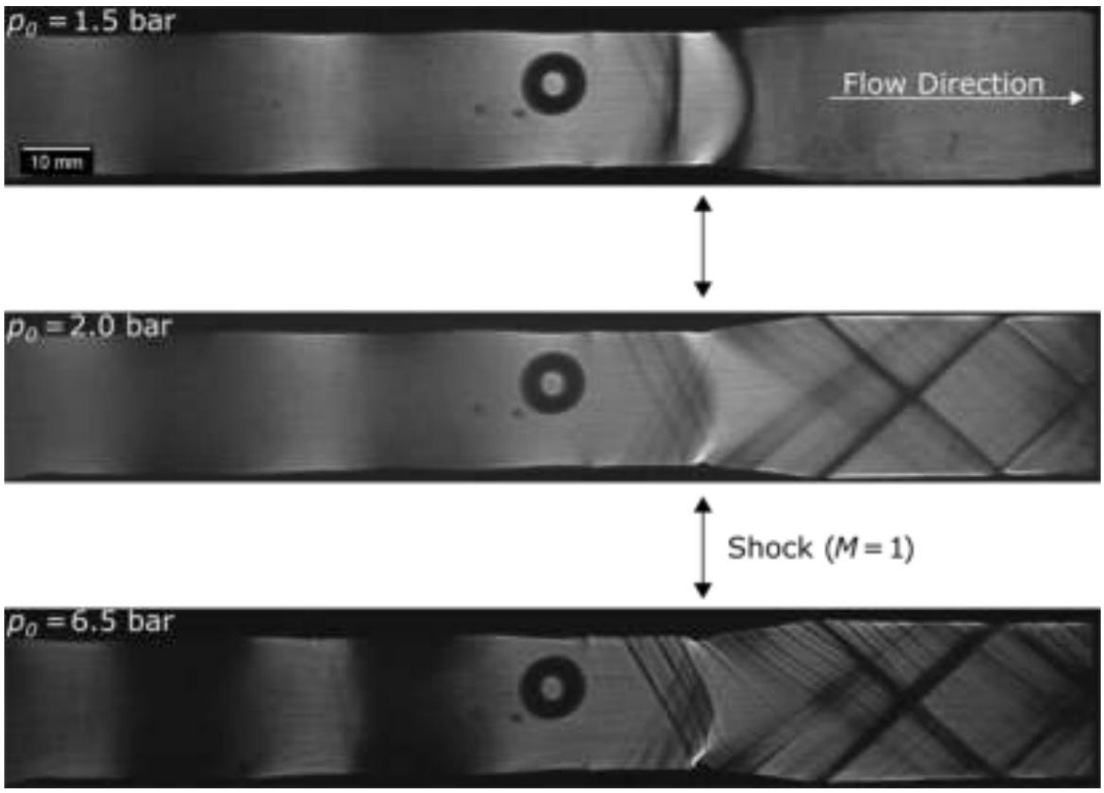


Рис. 9. Шлирен-картины для различных значений давления торможения p0 . 0 0

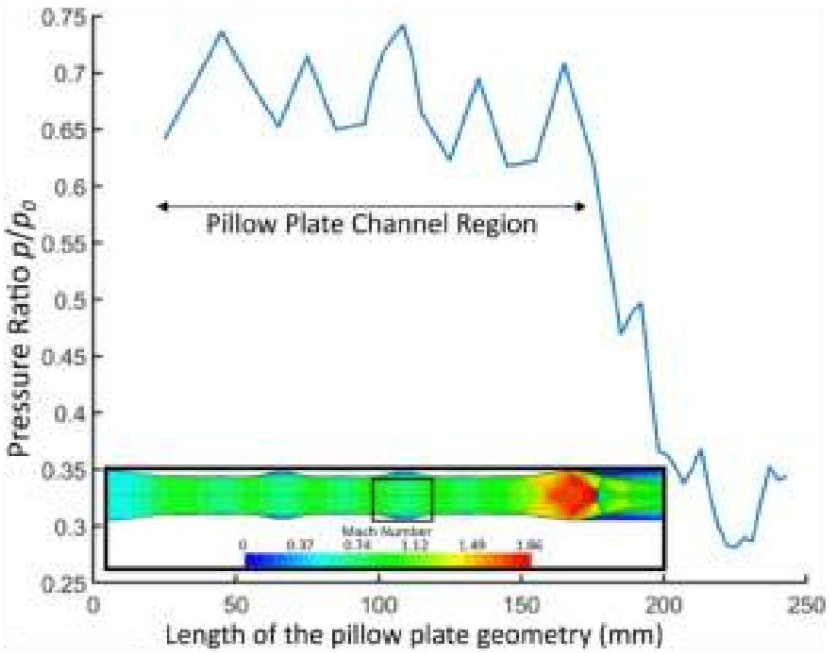


Рис. 10. Распределение статического нормированного давления по координате длины.

Machine Translated by Google

5.2. Профиль подушечной пластины и

смешивание. Профиль поверхности канала подушечной пластины можно интерпретировать как стену с гладкими ямочками. Эти ямочки существенно увеличивают перемешивание потоков при низкоскоростных потоках, что приводит к усилению конвективного теплообмена. В настоящем исследовании с использованием фокусирующей шлирен-оптики и визуализации поверхностного потока нефти исследовалось поведение перемешивания сильного дозвукового потока на поверхности подушкообразной пластины с ямочками . Обычный шлирен не способен получить течение над ямками в четко определенной плоскости наблюдения. На рисунке 11 показана структура течения за лункой .

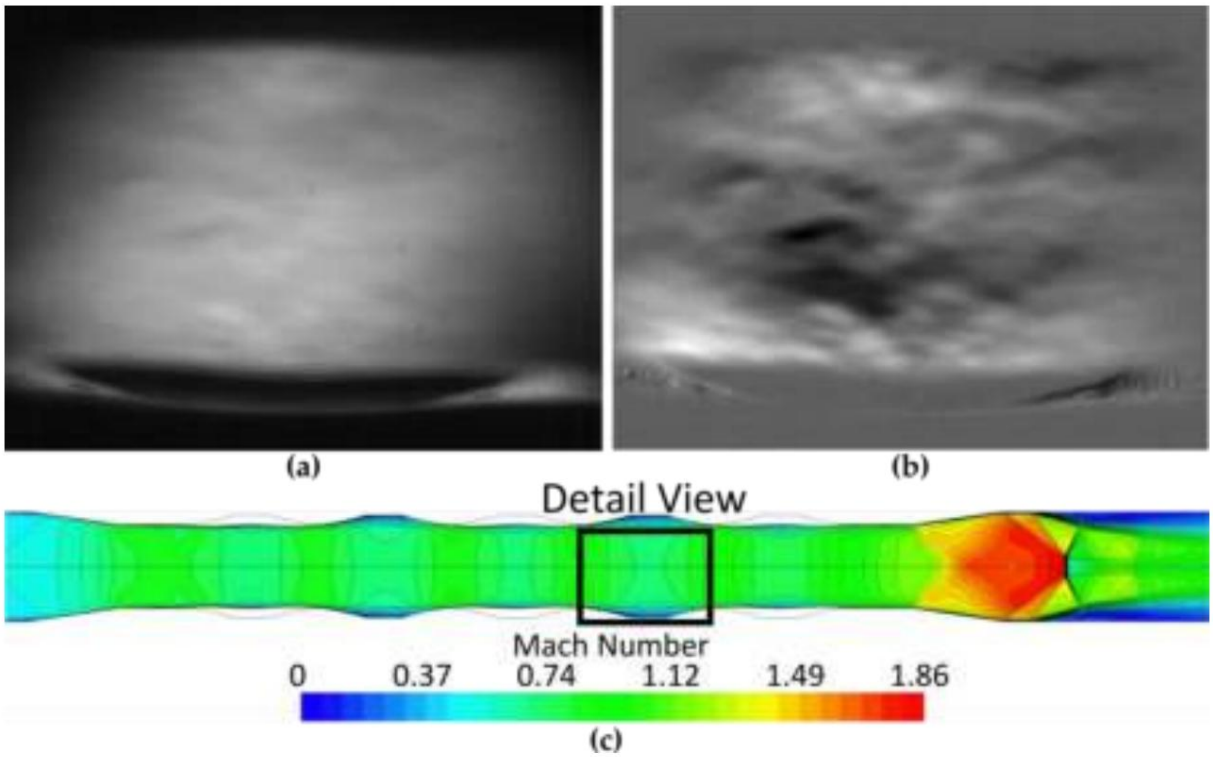


Рис. 11. Фокусирующая шлирен-оптическая картина течения над лункой в подушкообразном канале: а — шлирен-картина без вычитания фона; (б) изображение после удаления фоновых помех и оптической Фурье-постобработки; (c) Иллюстрация местоположения в канале подушки на изображении, показанном на (a).

Здесь плоскость наблюдения фокусирующей шлирен-оптики находилась в середине ямки. На рис. 11б стала видна двухслойная структура течения : тихоскоростное течение в лунках и турбулентное сжимаемое течение над лунками в канале.
Используя визуализацию поверхностного потока нефти, показанную на рисунке 12, можно продемонстрировать основную вихревую структуру, вызванную ямками. На рис . 12a показана регулярная картина поверхностного течения масла стенки подушки с несколькими углублениями. Как известно из анализа потока несжимаемой жидкости, вихревая система «подкова» возникает из-за ямок. На рисунке 12б в ямочках можно выделить зоны сильной рециркуляции, обозначенные скоплением белого масл На рисунке 12c показаны результаты моделирования, включая все особенности потока, обсуждавшиеся выше.

Вихревое и рециркуляционное течение в лунках характеризуется низким уровнем числа Маха (рис. 11б , 12в). Сильная вихревая картина, показанная на рисунке 12 , предполагает сильный эффект перемешивания и, следовательно, высокий коэффициент конвективной теплопередачи, как и в случае несжимаемых потоков в каналах с подушкообразными пластинами.

Machine Translated by Google

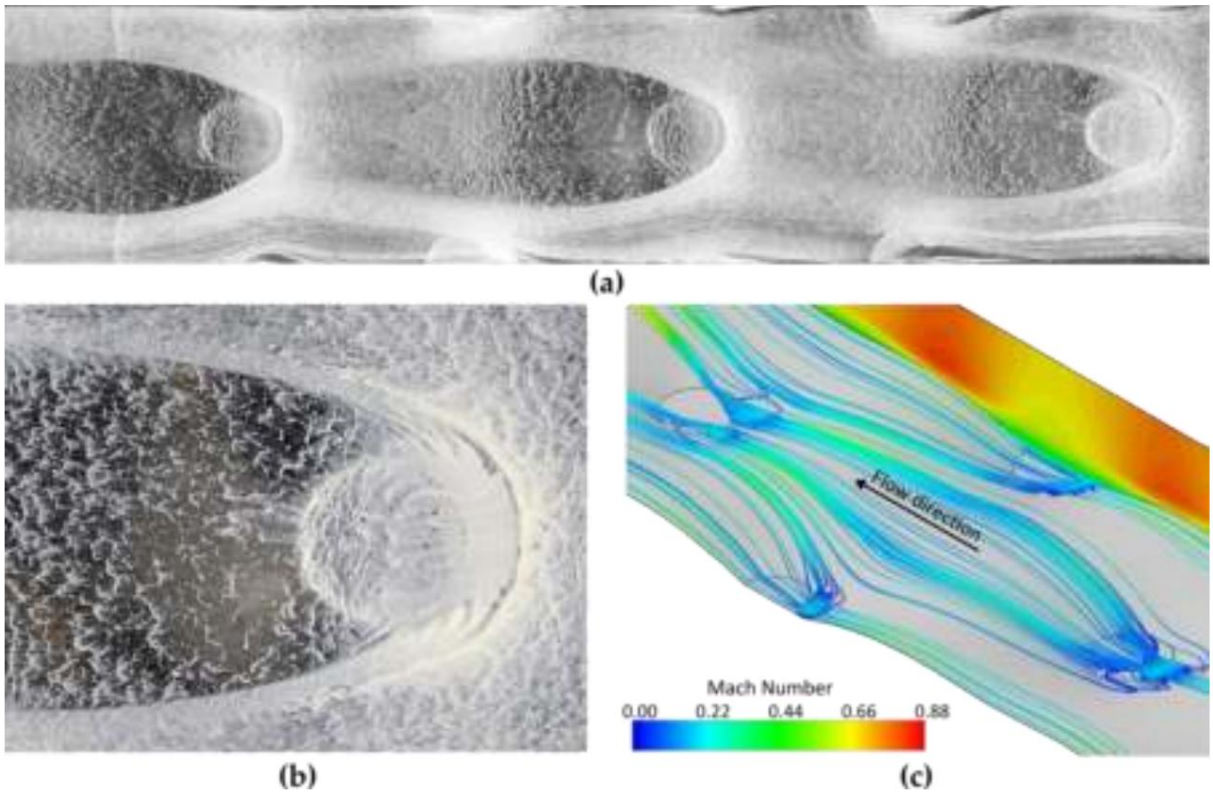


Рис. 12. Визуализация вихревой структуры, вызванной углублениями в канале подушки: а – стенка канала подушки ; (б) детальный вид первой ямочки; (c) CFD-моделирование.

6. Выводы

В данной работе экспериментально исследовано общее поведение системы и детали высокоскоростного течения в подушкообразных каналах. Подушкообразный канал был помещен в рабочую часть продувочной аэродинамической трубы, работающей на сухом воздухе, и полученная газовая динамика исследовалась с использованием традиционной и фокусирующей шлирен-оптики. Далее были проведены измерения статического и полного давления. Результаты этого качественного исследования хорошо согласуются с теоретическими предсказаниями обтекания сжимаемым потоком каналов опорных пластин.

Относительно потенциальных применений опорно-пластинчатых теплообменников в сочетании с высокоскоростными турбомашинами можно сделать следующие

выводы: Поток сжимаемой жидкости через опорно-пластинчатые теплообменники можно интерпретировать как своего рода поток Фанно-Релея. Это означает, что необходимо учитывать поведение дросселирования в конце канала , которое влияет на условия выхода турбомашины.

Падение давления из-за трения в канале опорной пластины сравнительно невелико, но можно ожидать высоких коэффициентов конвективной теплопередачи из-за значительного перемешивания и вихревых структур. Эти явления течения очень похожи на течение несжимаемой жидкос

Таким образом, наблюдаемые эффекты позволяют предположить, что пластинчатые теплообменники являются весьма перспективными кандидатами для применений с высокоскоростными потоками.

Вклад авторов: курирование данных, SS, MP и EYK; Формальный анализ, SadW; Следствие, CC, член парламента, СадВ и ЕМК; Администрация проекта, SadW; Программное обеспечение, CC; Валидация, SadW и EYK; Визуализация, CC, МП, СадВ и ЭЙК; Письмо — первоначальный вариант, SadW; Написание — рецензирование и редактирование, SS, MP и EYK. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Machine Translated by Google

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: авторы подтверждают, что все соответствующие данные для этого исследования включены в бумага.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

A	площадь, м2
c	скорость, м/с
КП	коэффициент давления
КП	изобарная теплоемкость, Дж/(кг K)
Д	гидравлический диаметр, м
ж	коэффициент трения
час	высота канала
	коэффициент теплопередачи, Вт/(м2 K)
хк	волновое число, 1/м
л	длина, м
М	число Маха
п	давление, Па
с	удельная энтропия, Дж/K
Т	Температура, K
ты	Скорость объемного потока или набегающего потока, м/с
х	координата в направлении основного потока, м
й	координата (по нормали к направлению потока), м
я	координата отметки поверхности, м
Греческие символы	
γ	показатель изэнтропы
ρ	плотность, кг/м3
φ	потенциал скорости, м2/с
τw	напряжение сдвига стенки, Па

Ссылки

1. Аус дер Више, С.; Йоос Ф. (ред.) Хандбух Дампфтурбинен; Springer Vieweg: Висбаден, Германия, 2018 г.
2. Бати, WW « Основы газовых турбин», 2-е изд.; Wiley & Sons: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1996 г.
3. Браунлинг, WJG Flugzeugtriebwerke, 2-е изд.; Шпрингер: Берлин, Германия, 2004 г.
4. Сунден, Б.; Фу, Дж. Аэрокосмические теплообменники. В области теплопередачи в аэрокосмических приложениях; Академическая пресса: Нью-Йорк, Нью-Йорк, США, 2017 год; Глава 6.
5. Макки, Э.; Астольфи, М. (ред.) Энергетические системы с органическим циклом Ренкина (ORC); Elsevier: Амстердам, Нидерланды, 2017.
6. Макдональд, КФ; Массардо, А.Ф.; Роджерс, К.; Стоун, А. Регенерированные газотурбинные авиационные двигатели, часть I: Ранние разработки. Воздушный кр. англ. Аэросп. Технол. 2008, 80, 139–157. [Перекрестная ссылка]
7. Пайпер, М.; Оленберг, А.; Тран, Дж. М.; Гедеке, Р.; Шолль, С.; Кениг, EY Лучшие иммунные характеристики геометрических параметров от Термоблех-Вермейбертрагерн. хим. Инж. Тех. 2014, 86, 1214–1222. [Перекрестная ссылка]
8. Пайпер, М.; Тран, Дж. М.; Кениг, Э.Ю. Исследование термогидравлических характеристик пластинчатых теплообменников с помощью CFD. В Материалы летней конференции ASME 2016 по теплопередаче, Вашингтон, округ Колумбия, США, 10–14 июля 2016 г.
9. Митрович Дж.; Малетич Б. Численное моделирование потока жидкости и теплопередачи в термопластинах. хим. англ. Технол. 2011, 34, 1439–1448. [Перекрестная ссылка]
10. Пассманн, М.; aus der Wiesche, C.; Кениг, Э.Ю. О низкоскоростном и высокоскоростном течении газов через каналы опорных пластин. В Материалы конференции ASME-JSME-KSME 2019 Associated Fluids Engineering, Сан-Франциско, Калифорния, США, 28 июля – 1 августа 2019. Бумага-идентификатор AJ-KFLUIDS2019-4633.
11. Диксон, С.Л.; Холл, Калифорния. Механика жидкости и термодинамика турбомашин, 6-е изд.; Баттерворт-Хайнеманн: Берлингтон, Вирджиния, США, 2010.
12. Хорлок Дж. Турбины с осевым потоком; Krieger Publishing: Малабар, Флорида, США, 1985.
13. Джон, Дж. Э.; Кейт, TG Gas Dynamics, 3-е изд.; Пирсон: Аппер-Сэдл-Ривер, Нью-Джерси, США, 2006 г.
14. Куременос, Д.А.; Антонопулос, К.А. Изэнтропические показатели реальных газов и их применение для воздуха при температурах от 150 K до 450 K. Acta Mech. 1987, 65, 81–99. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

15. Пассманн, М.; aus der Wiesche, C.; Йоос Ф. Экспериментальное и численное исследование потоков утечки из наконечника в идеализированном зазоре наконечника турбины при высоких числах Маха. В материалах выставки ASME-Turbo Expo 2018, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.; Бумага-ID GT2018-76366.

16. Вайнштейн Л.М. Широкопольная высокояркая фокусирующая шлирен-система. AIAA J. 1993, 31, 1250–1255. [Перекрестная ссылка]
17. Пассманн, М.; aus der Wiesche, C.; Йоос, Ф. Фокусирующая шлирен-визуализация трансзвуковых потоков утечки на концах турбины. В материалах 13-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г.; Бумага-ID ETC2019-326.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Профиль потерь лезвий, изготовленных аддитивным способом, для органического сырья Турбины цикла Ренкина

Леандер Хаке 1,*, Феликс Рейнкер [1], Роберт Вагнер [1], Стефан аус дер Више и Маркус Шац [2]

1 Лаборатория теплоэнергетических и моторных технологий, факультет машиностроения, Мюнстерский университет прикладных наук, кампус Штайнфурт, 48565 Штайнфурт, Германия; f.reinker@fh-muenster.de (Франция); r.wagner@fh-muenster.de (RW); wiesche@fh-muenster.de (SadW)
2 Лаборатория гидравлического оборудования для энергетических технологий, Университет Гельмута-Шмидта, 22043 Гамбург, Германия; markus.schatz@hsu-hh.de * Адрес для переписки: Leander.hake@fh-muenster.de

Аннотация: Представлены результаты экспериментального исследования потерь профиля каскада линейных турбин, изготовленного по аддитивным технологиям, помещенного в испытательную часть замкнутой аэродинамической трубы органических паров. Этот испытательный стенд в Мюнстерском университете прикладных наук позволяет исследовать высокие дозвуковые и трансзвуковые потоки органических паров в условиях потока турбины ORC при повышенных уровнях давления и температуры. Для каскада был выбран профиль из открытой литературы, органический пар Novec 649TM. Зонды Пито измеряли поле течения вверх и вниз по течению от каскада. Уровень турбулентности притока составил 0,5%. Были определены параметры шероховатости напечатанных металлом лопаток и проведена первая серия измерений расхода. Затем поверхности лопаток подвергались дальнейшей обработке, и влияние шероховатости на потери профиля оценивалось во втором наборе измерений расхода. Хотя уровень числа Рейнольдса был относительно высоким, дальнейшая обработка поверхности заметно снижает потери профиля при потоках органических паров через

Ключевые слова: турбомашины; аэродинамика; потеря профиля; ORC турбины

Цитирование: Хейк, Л.; Рейнкер, Ф.; Вагнер, Р.; aus der Wiesche, C.; Шац, М. Потеря профиля Лезвия аддитивного производства для Органические турбины с циклом Ренкина. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 11. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010011

Академический редактор: Франческо Мартелли

Поступила: 30 ноября 2021 г.
Принято: 3 марта 2022 г.
Опубликовано: 21 марта 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Аддитивное производство (также известное как технология 3D-печати) предлагает отличный потенциал для многих применений в турбомашинах, поскольку позволяет реализовать сложные конструкции лопаток (см., например, Магеррамова и др. [1], Олбрайт [2] или Адэр и др. [3]]). Столкнувшись со сложной конструкцией внутренних каналов охлаждения, все ведущие компании по производству газовых турбин рассмотрели эту технологию. Аддитивное производство также является многообещающим подходом для турбин с органическим циклом Ренкина (ORC). Во-первых, широко доступны подходящие материалы для аддитивного производства, соответствующие уровням температуры и давления в турбинах ORC. Во-вторых, некоторые турбины ORC представляют собой компактные устройства, а сложные трехмерные лопатки могут помочь оптимизировать их аэродинамику. Аддитивное производство может стать экономически эффективным способом реализации таких высокоэффективных лопаток. Однако высокий уровень шероховатости поверхности печатных лезвий может привести к серьезным потерям профиля. На протяжении многих десятилетий было хорошо известно, что шероховатость имеет важное значение для работы каскадов и турбин (Шпайдель [4], Шольц [5], Баммерт и Зандстеде [6]). Хотя в технологии аддитивного производства можно наблюдать значительный прогресс, для достижения уровня шероховатости, сравнимого с лезвиями, изготовленными традиционным способом, все еще необходима существенная доработка. Относительно высокий уровень шероховатости напечатанных объектов делает сомнительным, сколько доработок и дополнительных производственных затрат потребуется для создания конкурентоспособных лезвий. Эта серьезная проблема может снизить более широкое пр Более того, в открытой литературе практически ничего не сообщается о потерях и аэродинамических характеристиках каскада аддитивного производства в потоках органических паров. Ниже представлены результаты экспериментального исследования профильных потерь печатного каскада линейных турбин . Каскад был помещен в испытательную часть замкнутой органической системы.

Machine Translated by Google

паровая аэродинамическая труба (CLOWT). Этот испытательный стенд в Мюнстерском университете прикладных наук позволяет исследовать высокие дозвуковые и трансзвуковые потоки органических паров в условиях потока турбины ORC при повышенных уровнях давления и температуры. Прежде чем представить экспериментальную установку и процедуру, а также обсудить результаты, могут оказаться полезными следующие замечания. Настоящее исследование было сосредоточено только на каскадной аэродинамике и потерях профиля, а производственные или другие технологические аспекты явно выходили за рамки. Хотя аддитивное производство предлагает весь свой потенциал для создания сложных трехмерных лопастей и сопел, в настоящем исследовании рассматривались только потери двумерного профиля, поскольку проблемы шероховатости особенно актуальны для такого рода потерь.

2. Тестовый пример

Так называемый профиль лопатки ВКИ-Зивердинг, показанный на рисунке 1, был выбран для каскада потому, что для этого профиля в открытой литературе имеется как можно больше надежных данных и результатов для дозвукового и трансзвукового течения идеального газа (см. Зивердинг [7], Летхаус [8], Киок и др. [9]). Профиль был спроектирован по методу Дейца, а сторона всасывания состоит из одной основной лемнискаты, а сторона давления состоит как из дуги окружности, так и из лемнискаты.

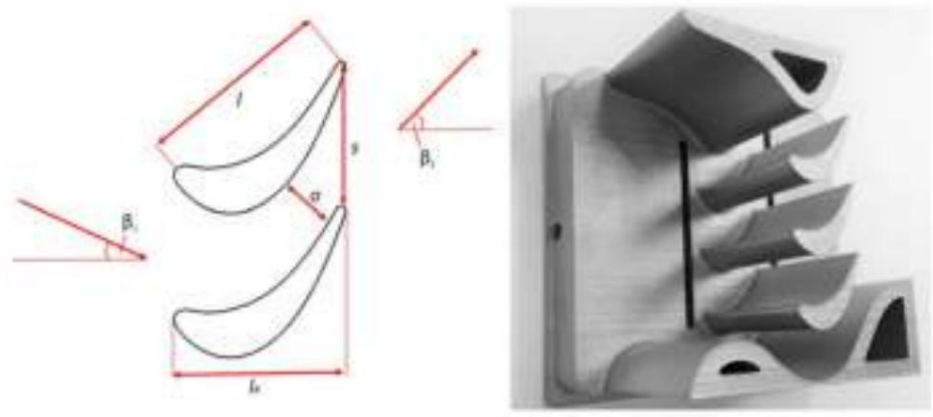


Рис. 1. Геометрические размеры профилей лопастей и распечатанная окончательная конструкция каскада.

Хотя профиль VKI-Sieverding представляет собой классическую конструкцию профиля газовой турбины, он широко признан пригодным для общих целей трансзвуковых испытаний. Профиль типичен для охлаждаемых секций ротора газовой турбины, а радиус задней кромки относительно велик по сравнению с профилями паровой турбины. Для настоящей цели большой радиус задней кромки был выгоден, поскольку он позволял учитывать потери на задней кромке, которые очень важны для турбин ORC, как обсуждалось Баумгертнером и др. [10].

На основе этого профиля был спроектирован линейный каскад (рисунок 1), подходящий для испытательной части используемой аэродинамической трубы замкнутого цикла на органических парах (см. раздел «Описание испытательной установки»). В таблице 1 приведены все определенные размеры профиля лопатки. Поперечное сечение рабочего участка составляло 100 × 50 мм. Высота рабочей секции профилей H = 50 мм соответствовала установке трансзвуковой аэродинамической трубы ВКИ Род-Ст. Genese (Kiock et al. [9]) и оказался подходящим для исследования потери профиля. Однако данный участок испытаний допускал только осевой приток и осевой отток. Максимальная высота канала составляла 100 мм, что значительно меньше, чем на установке трансзвуковой аэродинамической трубы ВКИ. Поскольку использовался профиль со значительным отклонением; Эти серьезные конструктивные ограничения привели к созданию каскадной конфигурации только с тремя полностью отдельно стоящими аэродинамическими профилями (и дополнительными направляющими профилями на границах каскада, см. рисунки 2 и 3). Окончательная конструкция каскада , включая его направляющий профиль и область оттока, была определена после процедуры численной оптимизации с использованием CFD-анализа сжимаемых газов с использованием модели идеального газа для воздуха. В ходе численной оптимизации основная цель заключалась в том, чтобы соблюсти характерные особенности потока через центральный проход испытательной лопатки.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Определенные размеры профиля лопатки.

Описание	Сокращенный	Номинальный	Действительный
Расстояние	с	21,3 мм	22 ± 0,2 мм
Сужение	о	8,2 мм	8,3 ± 0,05 мм
Длина хорды	л	30 мм	30,5 ± 0,2 мм
Осевая хорда	лк	25 мм	25 ± 0,2 мм
Соотношение пространственных хорд	с/	0,71	0,721 ± 0,011
Угол притока	л	30	30
Угол выхода	β1 cos 1 (о/с), β2	67,35	67,84 ± 0,36

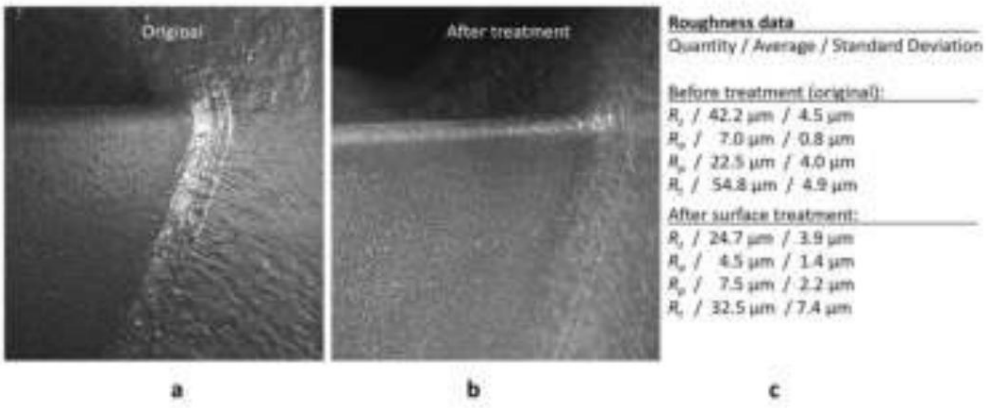


Рис. 2. Положение: задняя кромка, исходное состояние (а); состояние лечения (б); и измеренная шероховатость данные (в).

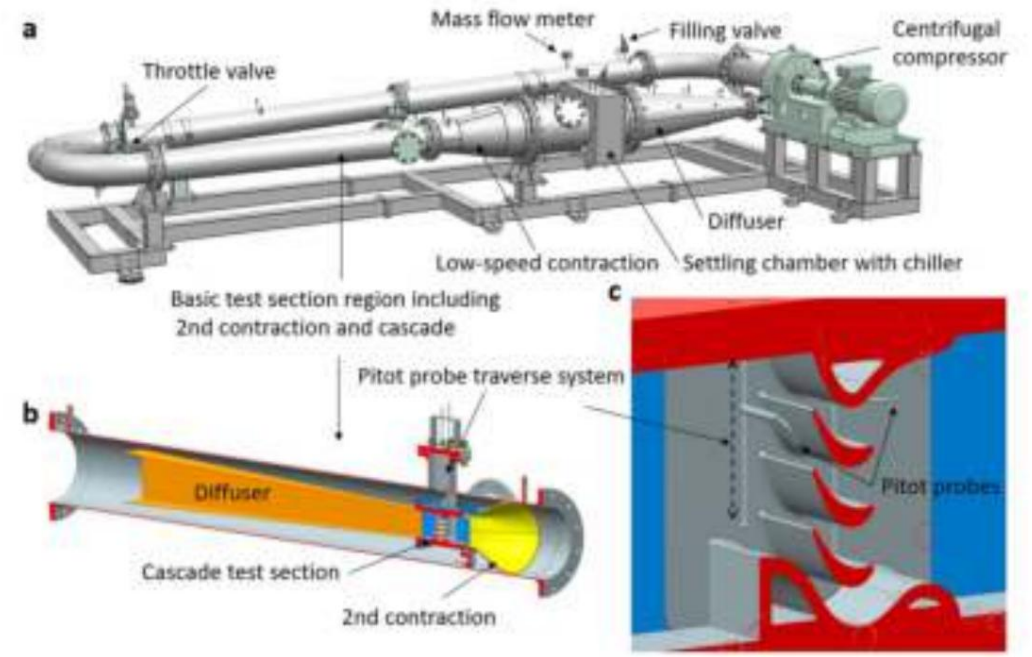


Рисунок 3. Позиция: аэродинамическая труба для органических паров с замкнутым контуром CLOWT (Ветер для органических паров с замкнутым контуром). туннель) (а); испытательный участок (б); и каскад (в).

2.1. Шероховатость и производство лезвий

Качество поверхности определяется высотой выступов, структурой шероховатостей, и ее волнистость. В традиционных методах обычно предписывался один параметр шероховатости. практикума цеха, включая высоту шероховатости Rt , определяемую как наибольшую высоту пики шероховатости или среднее значение CLA по центральной линии . В соответствии с немецким отраслевым стандартом

Machine Translated by Google

DIN4767 соотношение CLA 0,14 R указано для поверхностей, изготовленных традиционным механическим способом. Сегодня в турбомашиностроении часто используются среднее арифметическое отклонение оцениваемой поверхности Ra или среднее значение по длине оценки Rz с использованием максимальной высоты пика до впадины или максимальной высоты пика профиля Rp.

Влияние шероховатости на течение — сложная тема, поскольку шероховатость потока и шероховатость изготовления — это не одно и то же. Если вязкий подслой полностью охватывает выступы, то влияние на поверхностное трение отсутствует и поверхность является гидравлически гладкой. Если пики выходят за пределы вязкого подслоя, напряжение сдвига обычно увеличивается и возникают дополнительные потери. Распространенный подход заключается в использовании эквивалентной шероховатости песчинок ks [5]. Фрезерованная поверхность с шероховатостью Rt ведет себя как поверхность с зернами песка размером ks = Rt/2,56 при потоке, перпендикулярном канавкам фрезерования. С другой стороны, также было замечено , что поверхность с резкими регулярными ступеньками высотой Rt может быть гидравлически намного более шероховатой , чем поверхность зерен песка с тем же уровнем пика. Здесь экспериментально наблюдалась зависимость ks = Rt/0,08 = 12,5·Rt [5]. Для лопаток часто цитируется (Шольц [5], Баммерт и Зандстеде [6]), что допустимая шероховатость песчаных зерен ks,adm, нормированная на длину хорды l, является функцией числа Рейнольдса R

$$\frac{ks,adm}{l} \quad \frac{100}{Re} \quad ks,adm \quad 100\ \rho\ c\ \frac{\mu}{} \tag{1}$$

В турбинах ORC число Рейнольдса Re может быть относительно высоким из-за значительной плотности ρ органических паров, состоящих из сложных молекул. Следовательно, допустимая шероховатость ks,adm может быть относительно небольшой для турбин ORC, что создает значительные производственные проблемы. Большая часть наших знаний о шероховатости обтекающих лопаток была получена с учетом традиционных методов производства. Гораздо меньше известно о качестве поверхности лезвий, изготовленных аддитивным способом. Адэр и др. [3] сообщили об измерениях шероховатости поверхности артефактов лезвий электронно-лучевой плавки (EBM) в условиях печати и после электрохимической обработки.

Они обнаружили значения порядка Ra 80 мкм (Rz 90 мкм) в печатном состоянии для напорной и всасывающей стороны лопаток газовой турбины. После импульсной электрохимической обработки (ИЭКМ) значения шероховатости снизились до уровня Ra 1,3 мкм (Rz 7,2 мкм).

Настоящий каскад изготовлен методом селективного лазерного плавления (СЛМ).
На рис. 2a показана напечатанная деталь, предоставленная поставщиком. Направление печати было перпендикулярно направлению основного потока, и после печати поставщик провел первую обработку поверхности. Поэтому эта поверхность называется «оригинальной». После первой серии измерений расхода поверхность напечатанной детали была обработана вибрационной отделкой. Улучшение, достигнутое благодаря второму процессу отделки, можно увидеть на рисунке 2. На рисунке 2b сравниваются поверхности лезвий (область передней кромки) до и после отделки. На рисунке 2c представлены некоторые данные о шероховатости. Отклонение между уровнями шероховатости, измеренными в направлении потока и измеренными в направлении печати, было заметным; однако в данной статье это не рассматривается более подробно. Данные о шероховатости и соотношение (1) показали, что как исходная, так и готовая детали являются шероховатыми по аэродинамике: число Рейнольдса притока имело порядок Re = 106, что давало ks,adm/l = 10 4 . Допустимая шероховатость Rt,adm, следовательно, будет порядка 8 мкм, чего легко не достичь после примененного стандартного процесса чистовой обработки, как показано на рисунке 2c. Таким образом, для достижения гидравлически гладких лопастей потребуется другой процесс отделки. В принципе это возможно (см. Адэр и др. [3]), но не рассматривается в настоящей работе.

2.2. Описание испытательной установки

Настоящие эксперименты проводились в аэродинамической трубе с замкнутым контуром (CLOWT) с использованием перфторированного кетона Novec™ 649 и сухого воздуха в качестве рабочих жидкостей. Испытательная установка CLOWT в аэродинамической трубе показана на рисунке 3. Более подробную информацию о CLOWT, его конструктивных особенностях и системе управления можно найти в предыдущих публикациях (Рейнкер и др. [11,12]).

Machine Translated by Google

После прохождения центробежного компрессора рабочая жидкость тормозилась в диффузор и поступал в отстойную камеру, где давление торможения p0 и температура T0 были записаны. Массовый расход $\dot{m}$ через аэродинамическую трубу измерялся с помощью устройство возврата в аэродинамическую трубу. Скорость работы компрессора n контролируется скорость потока. Уровень температуры в аэродинамической трубе контролировался с помощью электрического системы отопления (на рисунке 3 не показана) и массового расхода теплоносителя через чиллер. В в сочетании с опережающим управлением запасами (т.е. количеством массы рабочей жидкости в закрытой аэродинамической трубе), в ходе испытаний достигнуты стабильные условия работы (для дополнительную информацию см. Reinker et al. [12]). В CLOWT ускоряется двухэтапная зона сокращения. поток. Первое дозвуковое осесимметричное сопло (стандартный диаметр от DN500 до DN250). предлагает умеренный коэффициент сжатия около 3,7. Второе сопло разгоняло жидкость вверх. до желаемых условий притока (см. рисунок 3б). В настоящем исследовании второе сокращение была создана трехмерная насадка на основе аддитивного производства.

Второе сопло обеспечило трехмерное изменение сечения с круглого. прямоугольной сужения (стандартный диаметр DN250 на прямоугольное сечение 50 мм × 100 мм), что приводит к общему коэффициенту сжатия 39. После прохождения двухэтапного В зоне сжатия жидкость поступила в высокоскоростную испытательную секцию каскада, как показано на рис. Рисунок 3б,в. Различная интенсивность турбулентности притока может быть достигнута за счет изменения сетчатые комплекты в форкамере. Тем не менее, в ходе настоящего исследования дополнительный экран не использовался. была реализована для обеспечения умеренной интенсивности турбулентности притока порядка Tu = 0,5% для каскадное тестирование. Уровень турбулентности был экспериментально подтвержден с помощью термоанемометрии , как объяснили Рейнкер и Аус дер Више [13]. Турбулентность притока Тейлора микро Масштаб длины составлял от λ = 4 до 6 мм.

В качестве рабочей жидкости в экспериментах в основном использовалось Novec 649TM фирмы 3M. типичные значения давления и температуры в условиях застоя на входе составляли 2,5 бар и 97 C. Помимо органических паров, были также проведены некоторые каскадные испытания с использованием сухой воздух при атмосферных условиях (1 бар и 25 C). В Таблице 2 приведены некоторые соответствующие термодинамические данные для типичных технологических условий во время настоящих каскадных испытаний. Термодинамические данные Novec 649 и воздуха были рассчитаны с использованием REFPROP и его основное уравнение состояний (см. МакЛинден и др. [14]) с использованием реальных измерений давления и температуры . Как отметили Баумгертнер и др. В [10] показатель изэнтропы k равен ожидается, что это будет иметь некоторое значение для потери профиля. Из таблицы 2 видно, что показатель изэнтропы k для Novec 649TM был значительно ниже, чем для воздуха. Благодаря высокой плотности ρ Novec 649TM для каскадного течения были достигнуты высокие числа Рейнольдса притока $Re_1 = c_1 l \rho_1 / \mu_1$.

Полную энтальпию h0 определяли по давлению на стенке p0, (полную) температуру T0 измеряли в форкамере (обозначают индексом 0) и массовый расход ставка $\dot{m}$, полученное при возврате из аэродинамической трубы. Поскольку в процессе имело место несжимаемое течение форкамера (с числом Маха порядка M0 = 10 2), плотность ρ0 в осажденной камера была просто рассчитана с использованием p0 и T0. В установившемся режиме общая энтальпия h0 считалась постоянной для участка сжатия и испытания; однако, при этом учитывался небольшой временной дрейф давления в системе и температуры. длительная эксплуатация аэродинамической трубы.

Таблица 2. Теплофизические свойства сухого воздуха и Novec 649TM при типичных давлении и температуре уровни (рассчитанные с использованием REFPROP 9.0).

Жидкость	Воздух	Новек 649
Уровень давления p [МПа]	0,10	0,25
Уровень температуры T [K]	298	370
Плотность ρ [кг/м3]	1,17	28.46
Показатель изэнтропы k [ ]	1.40	1.05
Коэффициент сжимаемости Z [ ]	1,000	0,903
Скорость звука a [м/с]	346,2	90,8
Динамическая вязкость η [Пас]	1,848 × 10 5	1,389 × 10 5

Machine Translated by Google

В начале высокоскоростного испытательного участка, далеко вверх по течению, статическое давление на стенке притока p1 было получено с помощью крана статического давления, расположенного по центру входа в испытательный участок. Дополнительные отводы статического давления на торцевой стенке были расположены рядом со стенкой каскада ниже по потоку (p1) и выше по потоку от каскада (p2) в плоскостях, где общее давление p01 и p02 измерялось с использованием поперечных датчиков Пито, как показано на рисунке 3c. Помимо измерений статического давления вблизи плоскости задней кромки каскада, независимо измерялось статическое давление p2 далеко вниз по потоку. Использованные зонды Пито имели диаметр стержня 3 мм, диаметр головки зонда – 1 мм. Предыдущее калибровочное исследование показало, что используемые зонды Пито устойчивы к углу потока в пределах ±10 . Следовательно, зонды были нечувствительны к ожидаемым изменениям угла потока, как и в случае исследования Шелтона и др. [15]. Поскольку зона истечения рабочей части каскада была далеко не оптимальной, как показано на рисунке 2, было решено проводить измерения траверса следа относительно близко к плоскости задней кромки (на расстоянии около 2 мм). Что касается потерь на смешивание, то было невозможно пройти в плоскости ниже по потоку (p02) достаточно далеко от каскада, как рекомендовали Шольц [5] и Киок и др. [9].

Однако для данной цели (т. е. сравнения шероховатых и гладких лезвий) этот вопрос не имел большого значения.

Особого внимания требует точное определение давлений потока органических паров . В случае сухого воздуха измерения статического и полного давления можно проводить стандартными приборами с использованием датчиков давления или манометров. В случае потоков органических паров проблемы конденсации в линиях давления за пределами области горячего потока могут существенно повлиять на результаты измерений. Для сканирования давлений в испытательной части каскада (т. е. p1, p2, p01 и p02) было спроектировано и использовано поворотное переключающее устройство, установленное на боковом фланце пробирки, для задействованных клапанов. Все соединительные линии и клапаны каскадного сканирования давления были смонтированы внутри термоаэродинамической трубы.

Кроме того, устройство термической развязки подробно описано Reinker et al. [16] использовалось во избежание проблем с конденсацией на датчике давления, установленном снаружи.
Хотя предыдущие тесты на функциональность показали, что эффект утечки для вращающегося переключающего устройства оказался незначительным , эксперименты при более высоких числах Маха показали, что при измерении отводов статического давления p2 возникали некоторые систематические ошибки.
Поэтому для обработки данных использовалось статическое давление p2*, измеренное независимо далеко за каскадом .

2.3. Сокращение данных

Число Маха притока M1 было основным входным параметром потока, поскольку угол падения (или угол притока β1) был фиксированным для настоящего исследования (см. Рисунок 1. Число Маха притока M1 рассчитывалось с помощью изэнтропического соотношения M1 = f(p01, p1) для заданной энтальпии торможения h0 и статического давления p1. Изэнтропическая зависимость f для числа Маха притока была получена с помощью отдельной процедуры, реализованной в REFPROP (подробнее см. McLinden et al. [14] в динамике несовершенного газа). Изэнтропические соотношения f не являются универсальными функциями, как в случае динамики идеального газа, а зависят от заданных начальных состояний h0 и p0. Следуя Шелтону и др. [15], изэнтропическое число Маха на выходе M2is рассчитывалось через уравнение. изэнтропическая зависимость M2is = f(p01, p2avg) с полным давлением на входе p01 и средним статическим давлением на выходе p2avg. В случае идеального газа изэнтропическая зависимость f для числа Маха на выходе может быть представлена в виде аналитических формул.
Для неидеальных потоков газа требуются существенно большие усилия. В настоящем исследовании Passmann et al. [17] предложили метод, использующий данные REFPROP Novec 649. Для общего давления на выходе в сверхзвуковом потоке головная ударная волна возникает перед зондом Пито.
В сверхзвуковом потоке общее давление p02m , измеренное датчиком Пито, связано с фактическим полным давлением p02 посредством нормального соотношения ударной нагрузки. В случае идеального газа аналитическое уравнение Рэлея-Пито можно использовать для расчета фактического числа Маха на выходе M2 с использованием данных статического давления p2 и сигнала датчика Пито p02. В сверхзвуковых потоках органических паров необходимо численно решать связанную систему уравнений баланса (массы, энергии и импульса) для станций выше и ниже нормального скачка, используя

Machine Translated by Google

соответствующие уравнения состояния [17]. Даже в случае высокого дозвукового потока органических паров отклонения между идеальным газовым выражением и правильной термодинамической обработкой зонда Пито могут быть значительными [16]. В настоящей работе отклонения между уравнением Рэлея–Пито (2) и численно полученным числом Маха M2 составляли порядка 4–8 %.

$$\frac{p02}{p2} = \frac{\kappa + 1}{2} M2_2 \quad \frac{(\kappa + 1)\, 2M2_2}{4\kappa M2_2 \quad 2(\kappa \quad 1)}^{1/(\kappa \quad 1)} \tag{2}$$

В идеальном каскадном эксперименте p01 не будет зависеть от координаты траверса y; однако в реальных тестах может возникнуть слабое неравномерное распределение. На данном участке испытаний каскада не было обнаружено заметного неравномерного распределения общего давления притока p01 . Пример распределения общего давления вверх и вниз по потоку для типичного запуска показан на рисунке 4. В то время как общее давление притока po1 было почти постоянным по нормализованной координате поперечного сечения y/s, специфическое распределение следа потока стало видимым в общем давлении на выходе. распределение p02(y).

Серьезный вопрос заключается в том, как усреднить величины потока для заданной цели (обсуждение «правильной» процедуры усреднения см. в работе Кампсти и Хорлока [18]). Статическое давление на выходе необходимо усреднить по интервалу s, чтобы получить p2avg. В случае полного давления обычно предпочтительнее так называемое средневзвешенное по массе (Диксон и Холл [19]); однако экспериментаторы часто используют и усредненные по площади полные давления [18]. В настоящем лечении был выбран последний подход , аналогичный подходам Шольца [5] или Шпайделя [4]. Помимо проблемы усреднения, используются различные способы выражения производительности и потерь каскада. Следуя Шелтону и др. В [15] коэффициент полной потери давления Y = (p01 p02)/p01 определялся с использованием усредненных полных давлений на выходе p02 (полное давление на входе p01 было практически постоянным, рис. 4).

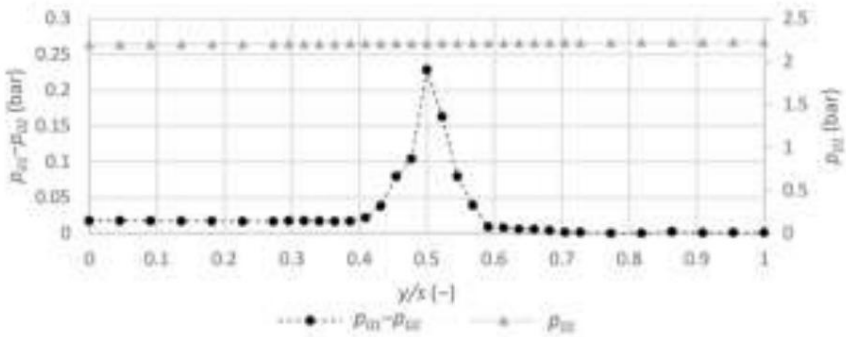


Рисунок 4. Примеры распределения общей разницы давлений на входе и выходе (Novec 649, M2is = 0,68).

Киок и др. [9] предпочли коэффициент потерь энергии ζ = 1 $c2^2/c2is^2$ определяется фактической скоростью выхода и изэнтропической скоростью выхода c2 и c2is соответственно. Для данной цели было проведено исследование характеристик потери профиля, проведенное Kiock et al. [9] имело большое значение, поскольку в этом исследовании сравнивались измерения, выполненные независимо в четырех различных ведущих исследовательских центрах. Моффат [20] различал три уровня репликации: N-го порядка, первого порядка и нулевого порядка. N-й порядок включает в себя различия между разными исследователями с физически другими испытательными установками. Первый порядок включает изменения, связанные с изменениями в калибровке приборов и изменениями условий окружающей среды на конкретном испытательном стенде. При репликации нулевого порядка процесс устойчив на конкретной испытательной установке, и основным источником ошибок является неточность показаний приборов. При проверке аналитических инструментов или методов моделирования вычислительной гидродинамики (CFD) желательно оценить величины ошибок, возникающих пр Также полезно знать эти ошибки, чтобы оценить влияние неидеального газа на производительность каскада в настоящем исследовании. Киок и др. [9] сообщили о значительных отклонениях результатов потерь между четырьмя испытательными установками при рассмотрении одной и той же конфигурации с использованием

Machine Translated by Google

воздух. Это наблюдение следует иметь в виду, когда представляются новые результаты потерь для органических паров.

2.4. Анализ неопределенностей

Эксперименты с потоком органических паров при повышенных уровнях давления и температуры требуют особых усилий. Неопределенность переменных потока может иметь два источника неопределенности: погрешность и точность. Полная неопределенность переменной представляет собой комбинацию обоих. Хотя уровень неопределенности используемых датчиков давления составлял порядка 0,1–0,2 % (в зависимости от фактического уровня давления), общий уровень неопределенности был гораздо выше (порядка p/p = 0,5–1,6 %). Этот существенно более высокий уровень неопределенности был обусловлен главным образом погрешностями систематической ошибки, вызванными конденсацией в линиях давления [16]. В данном случае проблема конденсации была основным источником неопределенности при измерении давления. Вклад точности был практически незначителен (погрешность точности составляла от 0,01 до 0,05%). Абсолютная погрешность измерений температуры (с использованием датчиков температуры PT100 1/10 DIN B) составляла порядка T = 0,1 K (практически независимая от фактического уровня температуры), что давало общий уровень относительной погрешности T/T = 0,06. до 0,1%, включая регистратор данных и точность. Вклад точности в измерениях температуры составил всего порядка 0,01%.

В дополнение к вышеупомянутым общим источникам неопределенности для первичных переменных давления и температуры, для сокращения данных необходимо учитывать неопределенность расчета термодинамических свойств из-за выбранного уравнения состояния и базы данных жидкостей, а также рассеяние работы аэродинамической трубы во время проведения измерений. .

Для расчета термодинамических переменных использовалась база данных REFPROP с соответствующим уравнением состояния для данной жидкости [14]. REFPROP предоставил информацию об диапазоне неопределенности термодинамических переменных, и эти неопределенности рассматривались как ошибки систематической ошибки при анализе неопределенности. Например, REFPROP указал, что неопределенность скорости звука в паре составляет всего 0,05%. Это значение использовалось как соответствующий вклад ошибки смещения для расчета неопределенности числа Маха. Значительный уровень неопределенности привел к расчету плотности. Без учета систематической погрешности, обусловленной конечной точностью термодинамического уравнения состояния, общий уровень относительной неопределенности для плотности составлял порядка ρ/ρ = 0,7 до 2,0 % (в зависимости от уровня давления и температуры). Учет систематической неопределенности, обусловленной термодинамическим уравнением состояния, привел к значениям ρ/ρ = 1,6 до 3,0%. Уровень неопределенности плотности влиял на общую неопределенность массового расхода, а общая относительная неопределенность порядка m/m = 1,6 до 4,5% приводила к этой величине. Эта неопределенность напрямую повлияла на уровни неопределенности чисел Маха и Рейнольдса, для которых был

Разброс параметров работы аэродинамической трубы (т.е. давления, температуры и массового расхода) находился в пределах экспериментального уровня неопределенности используемого оборудования (см. выше). Переходный температурный дрейф не превышал 10–3 K/c.

3. Результаты и обсуждение.

В существующей аэродинамической трубе с замкнутым контуром существует почти линейная зависимость между числом Маха притока M1 и числом Рейнольдса Re1 , как видно на рисунке 5. Вблизи числа Маха при дросселировании примерно при M1,ch = 0,27 зависимость от давление скорости звука для Novec 649 вызвало нелинейное поведение. Уровень числа Рейнольдса на выходе составлял от порядка 106 до 3 × 106 , что было немного выше, чем в литературных исследованиях, опубликованных Kiock et al. [9], где Re2 не превышало 0,9 · 106 . Соотношение чисел Маха на входе и выходе согласовывалось с литературными данными, полученными для воздуха (рис. 6). Используя каскадные данные, представленные на рисунке 1 , и используя выражение идеального газа, приведенное Шольцем [5], теоретическое значение M1,ch = 0,27 привело к числу Маха дросселирования, которое находится в превосходном согласии с наблюдаемым числом Маха дросселирования. Киок и др. [9] сообщили, что условия удушья будут достигнуты для воздуха при M2 = 0,9. Такое поведение наблюдалось и для потока органических паров через каскад. Очевидно, что значение показателя изэнтропы или другие эффекты реального газа не имели отношения к поведению удушья в настоящем исследовании, проведен

Machine Translated by Google

в режиме разбавленного газа органических паров. Никакого влияния шероховатости на общее поведение при удушении обнаружено не было.

Коэффициент потерь энергии ζ в зависимости от числа Маха на выходе M2 можно сравнить с литературными данными, представленными Kiock et al. [9], хотя в настоящем исследовании в качестве рабочей жидкости вместо воздуха использовался Novec 649. На рисунке 7 показан коэффициент потерь ζ в зависимости от числа Маха на выходе M2 , который сравнивается с литературными данными. Полученные коэффициенты потерь для потока паров органики через готовый печатный каскад хорошо согласуются с литературными данными, полученными для воздуха и гладкого каскада при более высоких дозвуковых числах Маха Несколько большее значение, чем в литературе, наблюдалось при меньших числах Маха на выходе.

Причина этого отклонения осталась неясной, что, возможно, привело к остаточной шероховатости и более низкому числу Рейнольдса. Поскольку в настоящем исследовании числа Маха и числа Рейнольдса были тесно связаны, низкое число Маха соответствовало меньшему числу Рейнольдса.

Вполне вероятно, что отрыв потока произошел при более низких числах Рейнольдса, что привело к более высоким потерям в профиле. Несколько похожую картину наблюдали Юань и Кинд [21]. Они подозревали, что поток отделяется скорее выше задней кромки неровных лопастей на всасывающей поверхности, по крайней мере, при меньших числах Маха (т. е. меньших числах Рейнольдса).

Коэффициент потерь ζ при M2 = 0,68 был заметно выше для исходного, грубо напечатанного каскада, чем для обработанного каскада (см. рис. 8). В Таблице 3 перечислены результаты трех различных коэффициентов. Уровень местного коэффициента потери давления Y, использованный Шелтоном и др. [15], обычно намного ниже, чем коэффициент потерь энергии ζ, предпочитаемый Киоком и др. [9].

Почти того же порядка, что и потери энергии, находятся потери YP. Это определение потерь используется Юанем и Киндом [21] в своих исследованиях. Снижение за счет обработки поверхности было сопоставимым для всех трех определений. Таблица 3 показывает, что снижение потерь для трех различных определений находится в пределах около 32 ± 2%.

Соответствующие детали распределения двух локальных коэффициентов потерь в следах показаны на рисунке 8, где локальный коэффициент потерь энергии ζ показан в зависимости от нормализованной поперечной координаты y/s для выходного числа Маха M2 = 0,68.

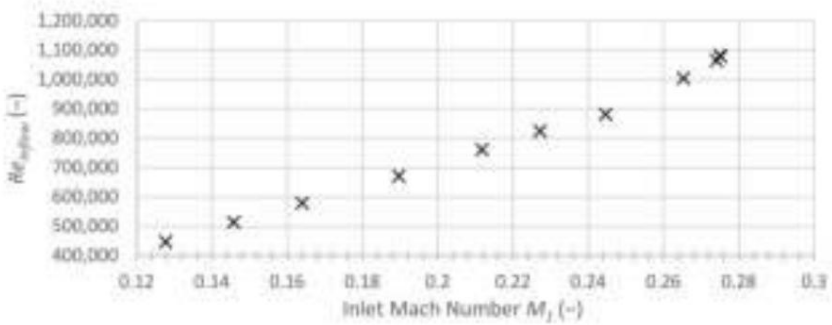


Рисунок 5. Число Рейнольдса притока ReInflow в зависимости от числа Маха на входе M1 .

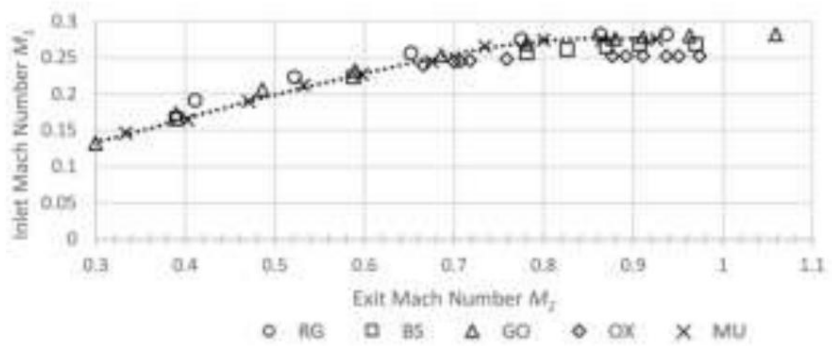


Рисунок 6. Число Маха на входе M1 в зависимости от числа Маха на выходе M2 и поведение дросселирования (MU = новые данные, полученные в Мюнстере, и литературные данные, адаптированные из Kiock et al. [9]; RG = Институт гидродинамики фон Кармана , GO = Немецкий аэрокосмический центр (DLR) Геттинген, BS = TU Braunschweig, OX = Оксфордский университет).

Machine Translated by Google

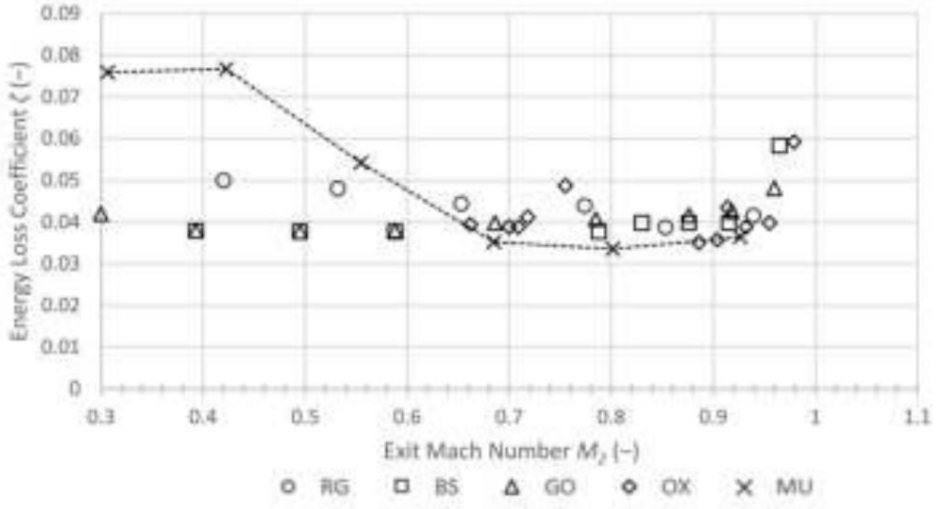


Рисунок 7. Коэффициент потерь ζ в зависимости от числа Маха на выходе M2 для NOVEC 649 и литературные данные, полученные для воздушных и гладких лопастей (адаптировано из Kiock et al. [9]; RG = Институт гидродинамики фон Кармана, GO = Немецкий аэрокосмический центр (DLR)) Геттинген, BS = TU Braunschweig, OX = Оксфордский университет).

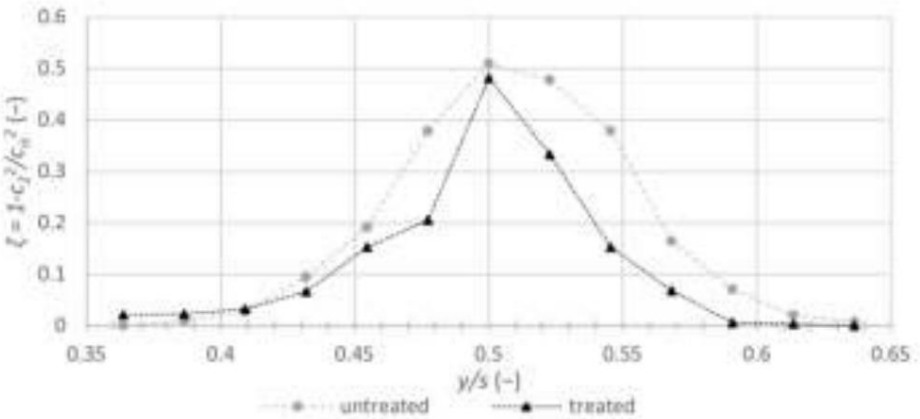


Рисунок 8. Коэффициент потерь энергии ζ в зависимости от координаты отношения поперечного сечения к пространству (M2 = 0,68).

Таблица 3. Три различных подхода к коэффициенту потерь и средним коэффициентам потерь, полученным для Novec 649 при M2 = 0,68.

Коэффициент потерь	Необработанное состояние * (Оригинал)	Состояние лечения * (Законченный)	Процент Улучшение
$Y = 1 - \frac{p02}{p01}$	1,1%	0,747%	32,1%
$ДП = \frac{p01 - p02}{p01 - p2}$	5,71%	4%	30%
$\zeta = 1 - \frac{2\,c2}{c2is2\,*}$	5,3%	3,51%	33,8%

Шероховатость Rt : исходная 54,8 ± 4,9 мкм, чистовая 32,5 ± 7,4 мкм.

Распределение локальных потерь указывает на более толстый пограничный слой и, следовательно, на более высокие потери профиля в случае более шероховатого каскада. Толщина пограничного слоя как на стороне давления, так и на стороне всасывания была уменьшена за счет обработки поверхности; однако со стороны всасывания удар оказался сильнее. Этот эффект шероховатости не редкость в каскадной аэродинамике.

Наблюдения за спутным потоком на рисунке 8 показывают, что турбулентное течение в пограничном слое мимо аэродинамических профилей устанавливается при выходном числе Маха M2 = 0,68. Следовательно, интересно сравнить снижение потерь за счет завершения прогнозов граничных

Machine Translated by Google

теория слоев. Отношения Yfinished/Yoriginal, YP,finished/YP,original и ζfinished/ζoriginal составили 0,68 и 0,65 соответственно (см. табл. 3). В ходе настоящих экспериментов при M2 = 0,68 соответствующие числа Рейнольдса на входе и выходе были порядка Re1 = 1 × 106 и Re2 = 2,8 × 106 соответственно. Относительная шероховатость готовой поверхности составила ks /l = 10–3 , ks /l = 1,8 × 10–3 для исходной детали. Тогда соотношение коэффициентов поверхностного трения готовой и исходной поверхностей будет порядка 0,75 (см. Шольц [5], особенно стр. 402). Это значение относительно близко к наблюдаемым соотношениям коэффициентов потерь. Это соглашение подтверждает гипотезу о том, что шероховатость поверхности влияет на потерю профиля в рамках обычной теории пограничного слоя. Благодаря умеренному уровню числа Маха эффекты сжимаемости существенно не повлияли на коэффициенты поверхностного трения и потерь. При меньших числах Рейнольдса потери профиля существенно возрастают. Они уже не постижимы с помощью теории Шольца [5]. Поэтому предполагается, что в нижнем диапазоне скоростей (см. рисунок 7) возникают потери на трение на крыльях, и локальный отрыв центральной лопасти вносит свой вклад в потери. В этом контексте также интересно отметить, что эмпирическая корреляция потерь профиля Траупеля [22] предсказывает значение ζ = 3,6% для готовой лопатки. Это значение очень близко к измеренному значению ζ = 3,51%, как показано в Таблице 3.

4. Выводы

Были представлены результаты профильных потерь в ходе экспериментального исследования с использованием аддитивного каскада линейных турбин, размещенного в испытательной секции аэродинамической трубы с замкнутым контуром для органических паров. Для каскада был выбран профиль лопаток из открытой литературы, а органический пар — Novec 649. Для измерения поля потока до и после каскада использовались датчики Пито . Были определены исходные параметры шероховатости металлопластиковых лопаток, поставляемые производителем, и проведен первый комплекс измерений расхода. Затем напечатанная часть была закончена, и второй набор измерений расхода позволил оценить влияние шероховатости на потери

Хотя уровень числа Рейнольдса был относительно высоким, было обнаружено, что дальнейшая обработка поверхности заметно снижает потери профиля, как и в случае потоков органических паров через печатный каскад. После дополнительного процесса отделки можно было достичь аналогичного поведения потерь профиля, как и для гладких лезвий. Кроме того, было показано , что остаточная шероховатость оказывает огромное влияние на потери профиля в нижнем дозвуковом диапазоне скоростей. Явление увеличения потерь в нижнем диапазоне скоростей также было обнаружено при исследовании эффекта шероховатости. Снижение профильных потерь было почти в одной и той же области для всех трех подходов к потерям. Таким образом, подтверждается, что соображения по потерям эквивалентны друг другу с точки зрения скорости или давления.

Никаких значительных новых эффектов неидеальной газовой динамики в глобальном масштабе не наблюдалось. производительность каскада в этом режиме течения разреженного газа с высокой дозвуковой и трансзвуковой скоростью.

Вклад авторов: концептуализация, SadW и LH; методология, ЛХ; программное обеспечение, ЛХ; валидация, MS, SadW и LH; формальный анализ, ЛГ; расследование, FR, RW и LH; ресурсы, СадВ; курирование данных, LH; письмо — подготовка первоначального проекта, SadW; написание – обзор и редактирование , Л.Х.; визуализация, ЛГ; надзор, FR; администрация проекта, SadW; приобретение финансирования, SadW. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данная исследовательская работа финансировалась программой «progress.nrw-Research» земли Северный Рейн-Вестфалия, Германия, в рамках гранта № 005-2003-0076_037/PtJ 2003pr006. Также выражается благодарность Дж. Холлекэмпу за поддержку в получении данных о шероховатости поверхности .

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Номенклатура

а	скорость Звукового	РС
с	потока	РС
	Изэнтропическое	-
	отношение удельная	Дж/кг
фх	энтальпия шероховатость	мкм
	песчинки	мм
кс л лк	длина хорды осевая хорда	мм
М	Сужение числа	-
о	Маха,	мм
п	статическое	бар
р0	давление, общее	бар
Ра	давление, средняя шероховатость	мкм
Ре	Среднее число	-
рупий	Рейнольдса по высоте от пика до впадины, мкм	
рт	максимальная шероховатость поверхности мкм	
Рз	расстояние между пиками и	мкм
с	впадинами,	мм
с	удельная энтропия,	Дж/(кг·К)
с/л	пространство, соотношение	-
Т	хорд, температура,	К
	вертикальная линия перемещения,	мм
гг/с	коэффициент расстояния между	-
Да	точками пересечения, общий коэффициент	-
ЮП	потери давления, коэффициент	-
З	потери давления, коэффициент сжимаемости.	-

Греческие символы

β1	угол притока	
β2	угол выхода	
ζ	коэффициент энергетических	-
η	потерь динамическая	Па·с
к	вязкость показатель	-
μ		μ
ρ	изоэнтропы микроплотность	кг/м3

Индексы

1	приток
2	Выход
среднее	
ч	душить
т	общий
~~	изэнтропический

Ссылки

1. Магеррамова Л.; Васильев Б.; Кинзбурский В. Новые конструкции турбинных лопаток для аддитивного производства. В материалах ASME Turbo Expo 2016: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения (GT2016-56084). Сеул, Корея, 13–17 июня 2016 г.
2. Олбрайт, Б. Сименс 3D-печать лопаток силовых турбин. Цифровая инженерия. 12 июня 2017 г. Доступно на сайте: www.digitalengineering2.47.com/article/siemens-3d-prints-power-turbine-blades (по состоянию на 25 мая 2020 г.).
3. Адэр, Д.; Кирка, М.; Райан, Д. Аддитивное производство прототипов турбинных лопаток для проверки производительности двигателей с горячим нагревом Испытания. В материалах ASME Turbo Expo 2019 (GT2019-90966). Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.
4. Шпайдель, Л. Einfluss der Oberflächenrauhigkeit auf die Strömungsverluste in ebenen Schaufelgittern. Форшунг. Инж. 1954, 20, 129–140. [Перекрестная ссылка]
5. Шольц, Н. Аэродинамика дер Шауфельгиттер; Г. Браун: Карлсруэ, Германия, 1965.
6. Баммерт, К.; Сандстеде, Х. Влияние производственных допусков и шероховатости поверхности лезвий на производительность Турбины. ASME J. Инженер. Пауэр, январь 1976 г., 98, 29–36. [Перекрестная ссылка]
7. Сивердинг, Ч. Х. Экспериментальные данные по двум трансзвуковым секциям лопаток турбины и сравнение с различными теоретическими методами. Лекции ВКИ Серия 59 - Том 3 (Транзвуковые течения в турбомашинах); 21–25 мая 1973 г.; Часть 3. ВКИ ПП 1972-05.

Machine Translated by Google

8. Лехтхаус, Ф. Берехнунг дер транссонисчен Стрёмунг дурч эбене Турбиненгиттер нах дем Цейт-Шритт-Верфарен. ВДИ-Форш. 1978, 586, 5–24.

9. Киок, Р.; Лехтаус, Ф.; Бэйнс, Северная Каролина; Зивердинг, К.Х. Трансзвуковое течение через каскад плоских турбин, измеренное в четырех Европейские аэродинамические трубы. ASME J. Инженер. Газотурбинная энергетика 1986, 108, 277–284. [Перекрестная ссылка]

10. Баумгертнер, Д.; Выдра, Джей-Джей; Уиллер, APS. Влияние показателя изэнтропы на околозвуковые характеристики турбины. В материалах ASME Turbo Expo 2019, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г. (GT2019-90251).

11. Рейнкер Ф.; Кениг, EY; aus der Wiesche, S. CLOWT: Многофункциональная испытательная установка для исследования потоков органических паров. В материалах 5-го совместного американо-европейского летнего собрания отдела разработки жидкостей ASME 2018 (V002T14A004). Монреаль, Квебек, Канада, 15 июля 2018 г.

12. Рейнкер Ф.; Кениг, EY; aus der Wiesche, S. Аэродинамическая труба для органических паров с замкнутым контуром CLOWT: ввод в эксплуатацию и эксплуатация Опыт. В материалах ORC, Афины, Греция, 9–11 сентября 2019 г.; п. 47.

13. Рейнкер Ф.; Аус дер Више, С. Применение термоанемометрии в режиме сильного дозвукового течения органических паров. В материалах 3-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости для движения и энергетики, Делфт, Нидерланды , 29–30 октября 2020 г.

14. Маклинден, Миссури; Перкинс, РА; Леммон, EW; Фортин, Т.Дж. Термодинамические свойства 1,1,1,2,2,4,5,5,5-нонафтор -4(трифторметил)-3-пентанона: давление пара, (p, ρ, T) поведение и скорость Звуковые измерения и уравнение состояния. Дж. Хим. англ. Данные 2015, 60, 3646–3659. [Перекрестная ссылка]

15. Шелтон, М.Л.; Грегори, бакалавр; Даути, РЛ; Поцелуй, Т.; Мозес, Х.Л. Статистический подход к экспериментальной оценке Профили трансзвуковой турбины в линейном каскаде. ASME Дж. Турбомах. 1993, 115, 366–375. [Перекрестная ссылка]

16. Рейнкер Ф.; Вагнер, Р.; Пассманн, М.; Хейк, Л.; Аус дер Више, С. Характеристики зонда Пито с вращающимся цилиндром в высоких дозвуковых неидеальных потоках газа. В материалах 3-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости для движения и энергетики, Делфт, Нидерланды, 29–30 октября 2020 г.

17. Пассманн, М.; aus der Wiesche, C.; Йоос, Ф. Одномерный аналитический метод расчета для получения нормальных ударных потерь в сверхзвуковые потоки реального газа. Конференция ИОП. Сер. Дж. Физ. Конф. Сер. 2017, 821, 012004. [CrossRef]

18. Кампсти, Северная Каролина; Хорлок, Дж. Х. Усреднение неоднородного потока с определенной целью. ASME Дж. Турбомах. 2006, 128, 120–129. [Перекрестная ссылка]

19. Диксон, С.Л.; Холл, Калифорния. Механика жидкости и термодинамика турбомашин, 6-е изд.; Баттерворт-Хайнеманн: Берлингтон, Массачусетс, США, 2010.

20. Моффат, Р.Дж. Вклад в теорию анализа неопределенностей экспериментов с одной выборкой. В материалах 1980–81 AFOSR-HTTM-Стэнфордской конференции по сложным турбулентным потокам, Стэнфорд, Калифорния, США, 1 февраля 1982 г.; Том 1, стр. 40–56.

21. Юань, LQ; Кинд Р.Дж. Измерения и расчеты течения сжимаемого газа через каскад турбин с шероховатой поверхностью. В материалах ASME Turbo Expo 2006 (GT2006-90018). Барселона, Испания, 8–11 мая 2006 г.

22. Траупель, В. Термише Турбомашинен, Erster Band; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 1966.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Работа турбомашин с магнитными подшипниками в Сверхкритическая среда углекислого газа

Александр Йоханнес Хакс * и Дитер Бриллерт

Кафедра турбомашиностроения, Университет Дуйсбург-Эссен, Лотарштрассе 1, 47057 Дуйсбург, Германия;
Dieter.brillert@uni-due.de *

Переписка: alexander.hacks@uni-due.de

Аннотация: В рамках проекта sCO2-HeRo кафедра турбомашиностроения Университета Дуйсбург- Эссен разработала, построила и испытала турбомашину интегральной конструкции, в которой компрессор, генератор и турбина размещены в едином герметичном корпусе. Однако шарикоподшипники ограничивали работу, поскольку их смазочные материалы были несовместимы со сверхкритическим CO2 (sCO2), и вместо этого им приходилось работать в газообразном CO2 . Для решения этой проблемы турбомашина была модернизирована, построена и испытана в проекте CCO2-4-AЭС. Вместо шарикоподшипников теперь используются магнитные подшипники для работы турбомашины со всем ротором в sCO2 . В этой статье представлена пересмотренная конструкция с упором на использование магнитных подшипников. Он также исследует, ограничивает ли sCO2 рабочий диапазон. Испытательные испытания показывают, что увеличение плотности и скорости вращения приводит к большему отклонению ротора и увеличению усилий на подшипниках. Измерения также проанализированы на предмет влияния увеличения плотности на дестабилизирующие силы в полостях ротор-статор. Сделан вывод, что для работы турбомашины параметры управления магнитными подшипниками должны быть согласованы не только с частотой вращения ротора, но и с плотностью жидкости. Это позволило успешно работать турбомашине, которая во время первоначальных испытаний в CO2 достигла скорости около 40 000 об

Ключевые слова: сверхкритический диоксид углерода; магнитные подшипники; динамика ротора

check for updates

Цитирование: Хакс, А.Дж.; Бриллерт, Д. Работа турбомашин с магнитными подшипниками в сверхкритической среде углекислого газа. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 18. https://doi.org/10.3390/ijtpp7020018

Академический редактор: Марчелло Манна

Поступила: 2 декабря 2021 г.
Принято: 8 июня 2022 г.
Опубликовано: 14 июня 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

В данной исследовательской работе основное внимание уделяется работе, проводимой кафедрой турбомашиностроения Университета Дуйсбург-Эссен в рамках проекта sCO2-4-NPP по разработке и испытанию компактной турбомашины интегральной конструкции и активных магнитных подшипников (АМБ) в CO2 в сверхкритическом состоянии (sCO2). Он является частью новой системы отвода остаточного остаточного тепла на атомных электростанциях, разработанной в предыдущем проекте sCO2-HeRo (Бенра и др. [1] и Старфлингер и др. [2]). Применение требует, чтобы вся система и турбомашина были компактными, надежными и простыми. Поэтому оригинальная турбомашина под названием sCO2-HeRoB TAC, представленная Hacks et al. [3] состоит из одноступенчатого компрессора и турбины на обоих концах вала с генератором переменного тока посередине. Хотя TAC отвечает требованиям компактности и простоты, поскольку все компоненты размещены в одном герметичном корпусе, он оснащен гибридными радиально-упорными шарикоподшипниками, смазываемыми консистентной см К сожалению, смазка оказалась несовместимой с sCO2. В результате пришлось применить дополнительный вспомогательный насос, чтобы снизить давление CO2 в подшипниках и вместо этого использовать в них газообразный CO2 . Это сделало систему менее компактной и трудной в управлении, поскольку давление на выходе вспомогательного насоса и компрессора должно было быть сбалансировано друг относительно друга. Кроме того, предохранительный клапан обеспечивал докритическое давление в подшипниках. Таким образом, отказ насоса приводит к потере запасов CO2 и делает систему отвода тепла менее надежной. Чтобы преодолеть этот недостаток исходной конструкции, новый TAC должен работать со всеми полостями ротора-статора, заполненными sCO2, как показано темно-синим и фиолетовым цветами на рисунке 1. AMB не требуют смазочных материалов. Таким образом, они представляют собой подходящую технологию для замены шарикоподшипников в оригинальной конструкции и устранения дополнительного вспомогательного насоса в системе.

Machine Translated by Google

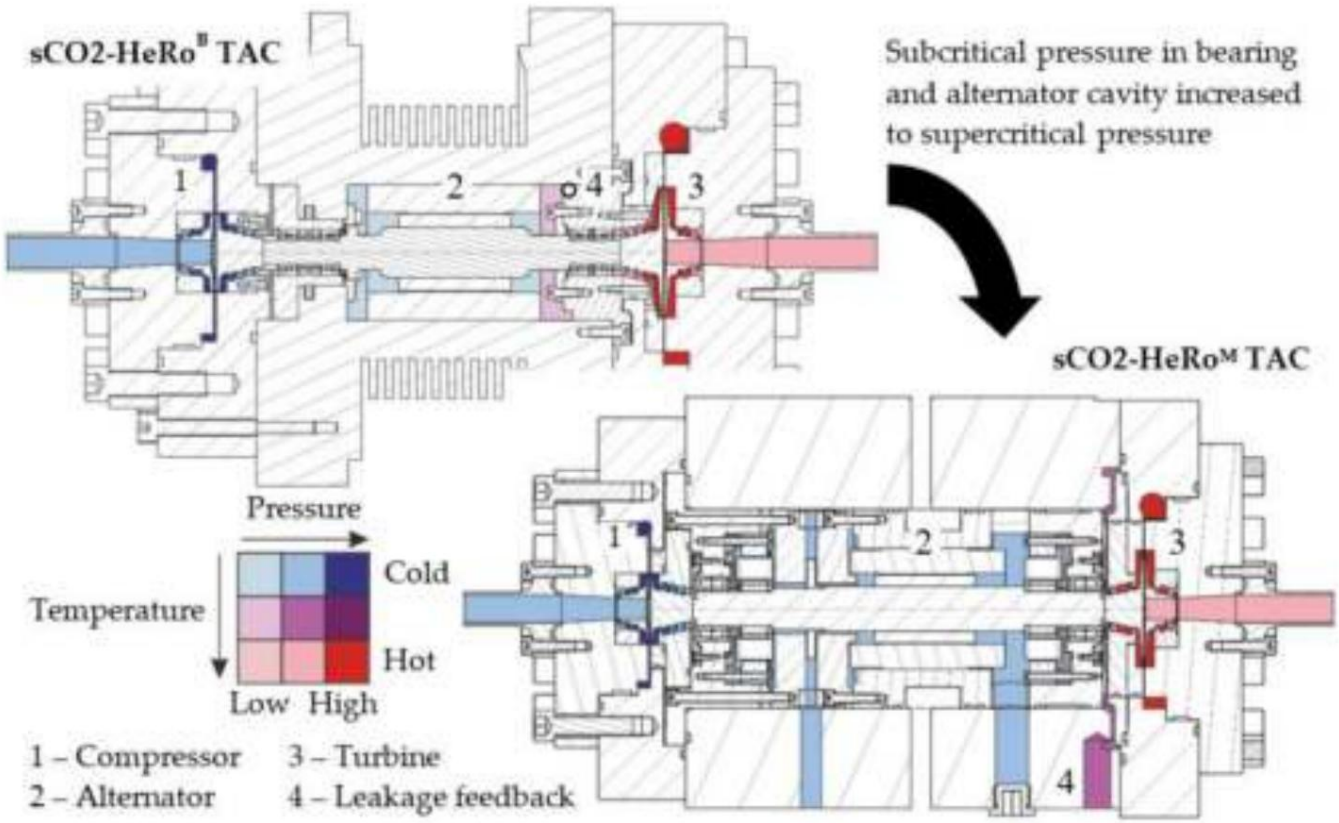


Рис. 1. Разрезы TAC sCO2-HeRoB [3] (вверху слева) и TAC sCO2-HeRoM (справа внизу) с указанием давления и температуры CO2 внутри полостей статора ротора.

Однако в литературе имеется мало исследований, посвященных работе турбомашин на sCO2 с АМБ. Насколько известно автору, только в результате сотрудничества Корейского научно-исследовательского института атомной энергии (KAERI, Тэджон, Корея) и Корейского института передовых исследований и технологий (KAIST, Тэджон, Корея) были опубликованы эксперименты по АМБ, работающему в sCO2. Они стремятся использовать герметичный компрессор с высоким давлением sCO2 на подшипниках, аналогичный описанному авторами TAC для системы sCO2-HeRo. В 2016 году Ча и др. [4] сообщили, что свойства жидкости sCO2 вызывают нестабильность несущего ротора, что привело к установке испытательного стенда AMB. В 2019 году Ким и др. [5] опубликовали первые результаты. На основании своих экспериментов они показывают, что sCO2 действительно может влиять на ротор из-за высокой плотности и чувствительности плотности к давлению [6]. Следовательно, они работают над моделью, позволяющей предсказать влияние sCO2 в полостях турбомашины на ротор и найти подходящую стратегию управления AMB [6,7].

В данной статье описывается конструкция и работа недавно построенного TAC с АМБ (так называемого TAC sCO2-HeRoM). Основные особенности и размеры выделены в этой статье. Подобно предыдущим исследованиям в KAERI и KAIST, проводится теоретический анализ, показывающий, что sCO2 в полости генератора может вызывать самые большие дестабилизирующие силы по сравнению с другими полостями. Следовательно, была разработана концепция охлаждения, позволяющая снизить плотность sCO2 в полости ротор-статор и возникающие в результате дестабилизирующие силы. Во время первых тестовых запусков цикла sCO2-HeRo плотность CO2 постепенно уве Представлены измерения увеличения скорости при различных уровнях плотности. На основании этого проводятся дополнительные измерения при постоянной скорости вращения для оценки способности плотности sCO2 дестабилизировать ротор. В ходе этого процесса TAC sCO2-HeRoM достиг проектной скорости вращения 50 000 об/мин на воздухе и примерно 30 000 об/мин при плотности на входе в компрессор почти 650 кг/м3 . Кроме того, представлены наблюдения по адаптации параметров управления системой AMB к плотности жидкости sCO2 . В целом работоспособность TAC sCO2-HeRoM продемонстрирована.

Machine Translated by Google

2. Проектирование турбомашины sCO2-HeRoM с активными магнитными подшипниками.

Конструкция sCO2-HeRoM TAC основана на конструкции sCO2-HeRoB TAC. Хакс и др. В [3] подробно описана конструкция последнего и показаны основные параметры цикла. Геометрия компрессора [3,8] , а также измерения производительности [9,10] также являются общедоступными. На рис . 1 показана общая схема ЦВП. Он идентичен как для sCO2-HeRoM TAC, так и для sCO2-HeRoB TAC, несущих турбину, генератор переменного тока и компрессор на одном валу в герметичном корпусе. Конструктивные особенности, такие как геометрия компрессора и турбины , также идентичны. Основное различие заключается в типе подшипника. В sCO2-HeRoM TAC оригинальные шарикоподшипники были заменены на AMB, чтобы устранить ограничения, налагаемые смазкой. Было обнаружено, что последний растворяется в sCO2 и поэтому поддерживается в газообразном CO2 в TAC sCO2-HeRoB путем снижения давления CO2 до докритического давления, обозначенного более светлым синим цветом на рисунке 1, с помощью дополнительного насоса. AMB не требует смазки и поэтому преодолевает ограничения, налагаемые газообразным CO2 в подшипниках. Однако они имеют определенные характеристики, которые необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации. Как правило, для систем AMB требуются два радиальных подшипника и отдельный осевой упорный подшипник, который отличается от первоначально использовавшихся гибридных радиальных шарикоподшипников . Раньше требовался только один радиальный и один комбинированный аксиально-радиальный подшипник, поскольку этот тип подшипника м Кроме того, AMB требуются датчики для контроля положения левитирующего ротора и дополнительные предохранительные подшипники, чтобы предотвратить столкновение ротора со статором в случае отказа или перегрузки AMB. Это имеет несколько последствий для нового TAC. Во-первых, ротор примерно на 20% длиннее за счет дополнительного осевого подшипника, датчиков и предохранительных подшипников. Следовательно, вал должен иметь больший диаметр, чтобы поддерживать критическую скорость выше расчетной. Во-вторых, упорный диск осевого подшипника существенно увеличивает и без того высокие потери на воздушность. Они больше в TAC sCO2-HeRoM по сравнению с TAC sCO2-HeRoB из-за большего диаметра вала в целом, нового упорного диска, а также потому, что sCO2 плотнее газообразного CO2. Кроме того, неравномерное распределение давления по обе стороны упорного диска может привести к увеличению осевой тяги. В-третьих, зазор лабиринтного уплотнения сохраняется на уровне 0,1 мм из-за небольшого расчетного массового расхода цикла, составляющего всего 0,65 кг/с. Поэтому максимальное отклонение ротора должно оставаться ниже 0,1 мм у уплотнений и всего 0,08 мм у предохранительных подшипников. Это требует точного изготовления и сборки. Это также ограничивает максимальное радиальное отклонение ротора во время работы.

2.1. Проектирование внутренних путей потока

Дополнительные требования относятся к проектированию путей потока внутри TAC. AMB и датчики представляют собой электронные компоненты, температура которых должна оставаться ниже предела, составляющего около 150 C. Однако температура CO2 на турбине достигает 200 C, что выше предельного значения и требует охлаждения холодным CO2. Кроме того, свойства sCO2 внутри TAC влияют на ротор и такие компоненты, как подшипники и генератор переменного тока, и требуют интерактивного проектирования ротора, путей потока sCO2 и параметров контроллера AMB. С одной стороны, sCO2 должен обеспечивать охлаждение генератора и AMB, что требует высокой теплоемкости и, следовательно, высокой плотности sCO2. С другой стороны, высокая плотность означает более сильное взаимодействие между ротором и окружающим sCO2, что приводит к более высоким потерям на воздушность и более высоким градиентам давления внутри полостей ротор-статор, вызывая большие силы, действующие на ротор. На упорном диске и рабочих колесах перепады давления могут вызвать значительную осевую нагрузку, которая должна компенсироваться грузоподъемностью осевого упорного подшипника. Градиенты давления в радиальном направлении вызывают силы, которые должны поддерживаться подшипниками скольжения. Если они слишком велики, отклонение ротора увеличивается до тех пор, пока ротор не коснется предохранительных подшипников, что приведет к отключению TAC. Чтобы удовлетворить противоречивые требования высокой и низкой плотности внутри полостей ротора-статора, в центральной части TAC были реализованы дополнительные вход и выходы sCO2 для управления скоростью, направлением и плотностью потока CO2. Положения дополнительных входов и выходов отмечены в поперечном сечении на рисунке 2 и на рисунке 2.

Machine Translated by Google

упрощенная схема на рисунке 3 показывает две итоговые конфигурации внутренних путей потока. В конфигурации 1 используется выпускное отверстие для утечки (c), и она аналогична исходной конструкции, изображенной на рисунке 1. Ее преимущество заключается в том, что не требуется дополнительный охлаждающий поток через (a). Однако холодный sCO2 от утечек компрессора с высокой плотностью течет вдоль больших участков ротора, вокруг осевого упорного диска и через полость генератора, прежде чем смешиваться с горячими утечками турбины в точке смешивания M3. Это приводит к высоким потерям на ветер, большой осевой тяге и высоким радиальным силам в полости г
В конфигурации 2 утечка удаляется на упорном диске (b) упорного подшипника.
Это смесь утечек компрессора и охлаждающего потока через генератор, смешанная в точке M1.
Поток охлаждения (a) смешивается с утечкой горячей турбины между уплотнением ступицы турбины (6) и радиальным подшипником (5) в точке смешивания M2. Таким образом, плотность sCO2, протекающего через полость генератора (4), ниже и контролируется охлаждающим потоком (a). Это означает меньшие потери на ветер, радиальные силы жидкости и осевую тягу.

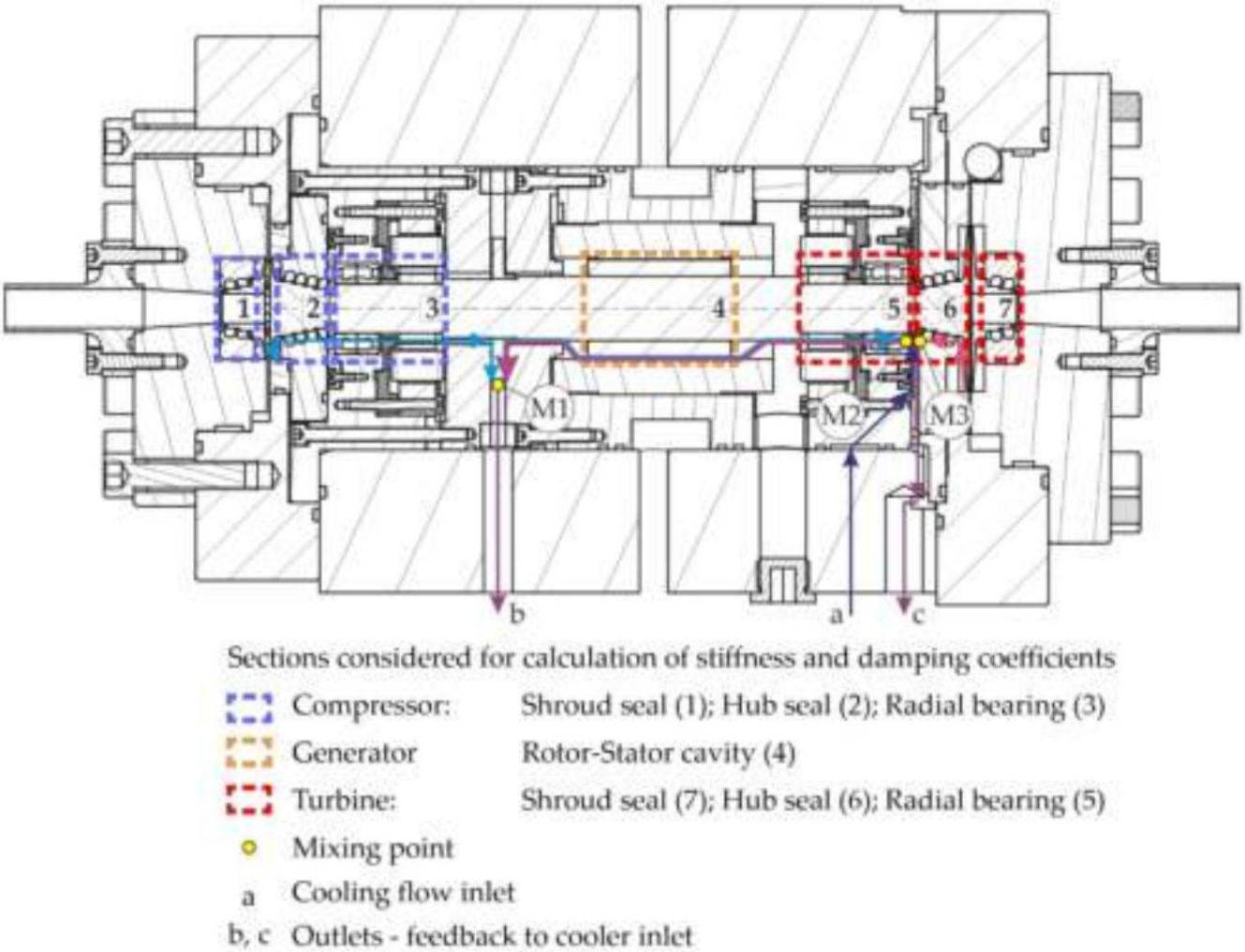


Рисунок 2. Сечения, учитываемые для расчета коэффициентов жесткости и демпфирования.

Machine Translated by Google

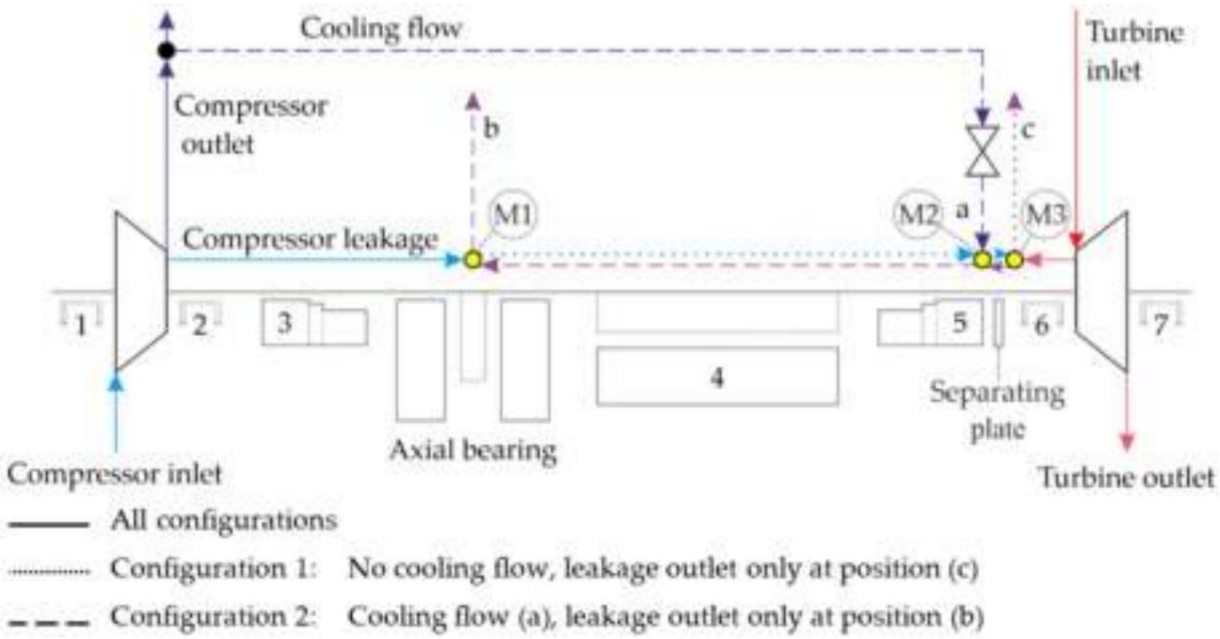


Рис. 3. Упрощенная схема двух конфигураций проточных путей CO2 внутри TAK sCO2-HeRoM с лабиринтными уплотнениями 1, 2, 6, 7, радиальным зазором магнитного подшипника 3, 5 и полостью генератора 4 (цвета согласно рисунку 1).

2.2. Жидкостные силы sCO2 в полостях ротора-статора турбомашины sCO2-HeRoM

Поскольку эта статья относится к AMB, используемому в sCO2-HeRoM TAC, потери на ветер, осевое усилие и охлаждающий эффект sCO2, рассчитанные с помощью собственного кода, подробно не обсуждаются . Основное внимание уделяется радиальному отклонению ротора и радиальным силам в подшипниках Они вызваны силами, действующими на ротор из-за дисбаланса и вращательно-асимметричных полей давления вокруг ротора. Последнее происходит в рабочих колесах и в полостях ротора-статора. Полости ротор-статор представляют собой лабиринтные уплотнения и полости в виде цилиндрических обечаек, такие как опорные подшипники (предохранительные подшипники, сенсорные кольца, радиальные подшипники) и полость генератора. В радиальном подшипнике пространство между электромагнитами закрыто, как и в подшипнике скольжения, показанном Джином и др. [7] для получения почти цилиндрической поверхности и предотвращения больших сил, вызванных неправильной геометрией, о которой соо Для учета сил (F) при анализе динамики ротора используются эквивалентная жесткость (K) и коэффициенты демпфирования (C) вместе с прогибом x и y (см. уравнение (1)). Они рассчитываются с использованием коммерчески доступного инструмента xLRotor [11] для различных сечений, указанных на рисунке 2. Для лабиринтных уплотнений использовалась модель, разработанная для сжимаемого газового уплотнения, тогда как другие полости были аппроксимированы как кольцевые уплотнения. Расчеты коэффициентов жесткости и демпфирования были выполнены для сечений на рисунке 2 с учетом распределения давления и плотности вдоль пути потока sCO2 внутри TAK. Однако в качестве входных данных для модели кольцевого уплотнения использовались постоянная средняя плотность и вязкость, а в модели сжимаемого газового уплотнения использовался постоянный коэффициент сжимаемости для учета свойств жидкости. Из-за небольшого изменения свойств жидкости внутри кольцевых полостей и относительно небольшой разницы давлений на уплотнениях отклонения, вызванные неточностью свойств жидкости, считаются ограниченными. Они показывают, что все рассмотренные полости оказывают дестабилизирующее воздействие, т. е. силы жидкости действуют на ротор в направлении, увеличивающем отклонение ротора. Учитывая конфигурацию пути потока 1, на рисунке 4 показаны результаты примерного расчета. Коэффициенты различных секций на рисунке 2 показаны в виде долей от коэффициентов в полости генератора (4). Обратите внимание, что секции (3) и (5) разделены на различные элементы: радиальный подшипник, предохранительный подшипник, кольцо датчика и сам радиальный подшипник. Согласно рисунку 4, полость генератора (4) преобладает в ротординамическом влиянии sCO2 по сравнению с другими полостями. Коэффициенты как минимум в шесть раз больше для перекрестной жесткости Kxy = Kyx и прямого

Machine Translated by Google

В 10 раз выше для прямой жесткости Kxx = Kyy и перекрестного демпфирования Cxy = Cyx .

Причиной преобладания полости генератора являются размеры полости, которая в два раза больше диаметра и более чем в два раза длиннее полости в предохранительных подшипниках. Последний имеет высокие коэффициенты из-за узкого радиального зазора, составляющего всего 0,08 мм. Кроме того, подобный жидкости sCO2 приводит к увеличению коэффициентов уплотнений и подшипников со стороны компрессора, хотя те, что со стороны турбины, имеют одинаковую геометрию. Поскольку из рис. 4 видно, что силы, возникающие в полости генератора, преобладают над силами в других полостях, особое внимание уделяется влиянию изменений плотности внутри этой полости на радиальное отклонение и опорные силы.

$$\begin{matrix} \text{Форекс} \\ \text{Фу} \end{matrix} = \begin{matrix} \text{Кхх Кху} & \text{Схх Сху} \\ \text{Кыкс Кыйкс у} & \text{Сайкс Сай} \end{matrix} \begin{matrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{matrix} \quad (1)$$

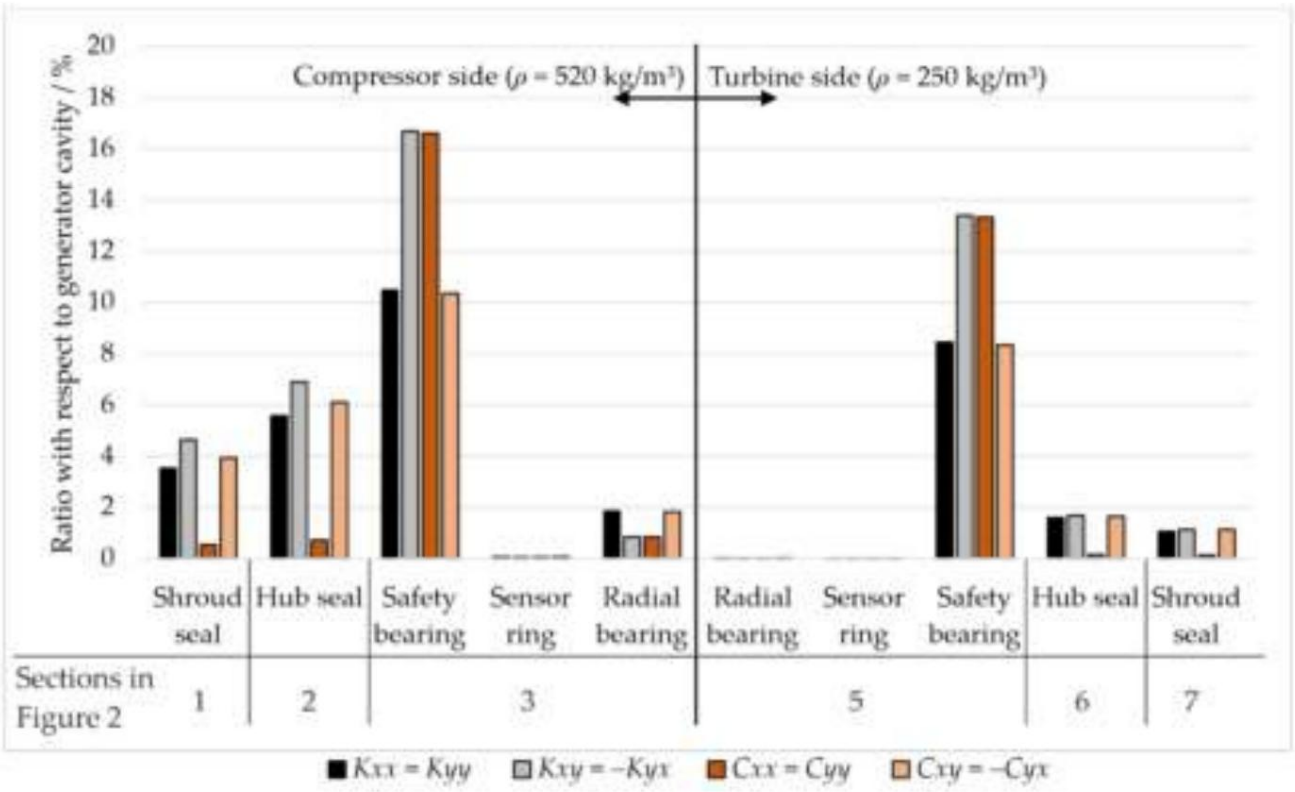


Рис. 4. Отношение коэффициентов жесткости (K) и коэффициентов демпфирования (C) к коэффициентам полости генератора (плотность = 310 кг/м3), рассчитанное для конфигурации проточной части 1.

На рис . 5 показано исследование чувствительности радиального зазора, плотности внутри полости генератора и скорости вращения от коэффициентов жесткости и демпфирования. В исследовании изменяется только один параметр, а остальные остаются постоянными. Для увеличения радиального зазора диаметр ротора уменьшен. Плотность изменяется при постоянном давлении. Исследование проведено на комплексе xLRotor [11] с использованием модели короткого кольцевого уплотнения. Хотя полость не отвечает требованиям короткого уплотнения, соотношения по изучаемым параметрам считаются одинаковыми для моделей с длинным и коротким уплотнением. На рисунке 5 показано, что высота просвета оказывает значительно большее влияние на поперечную жесткость (и прямое демпфирование), чем на прямую жесткость. С другой стороны, уменьшение плотности и скорости вращения приводит к большему уменьшению прямых коэффициентов жесткости. С точки зрения сил это означает, что плотность и скорость вращения оказывают большее влияние на силы, направленные к (стабилизирующие) или от центра вращения (дестабилизирующие). В случае sCO2-HeRoM TAC основное внимание уделяется этим силам и, следовательно, прямым коэффициентам жесткости. Причина в том, что в (исходной) конфигурации пути потока 1 (см. рисунок 3) коэффициенты прямой жесткости были слишком велики для работы TAC sCO2-HeRoM . Таким образом, была установлена конфи

Machine Translated by Google

для снижения плотности в полости генератора и обеспечения работы TAC sCO2-HeRoM . Это, а также общее влияние плотности, представленное на рисунке 5, означает, что ее необходимо контролировать во время работы.

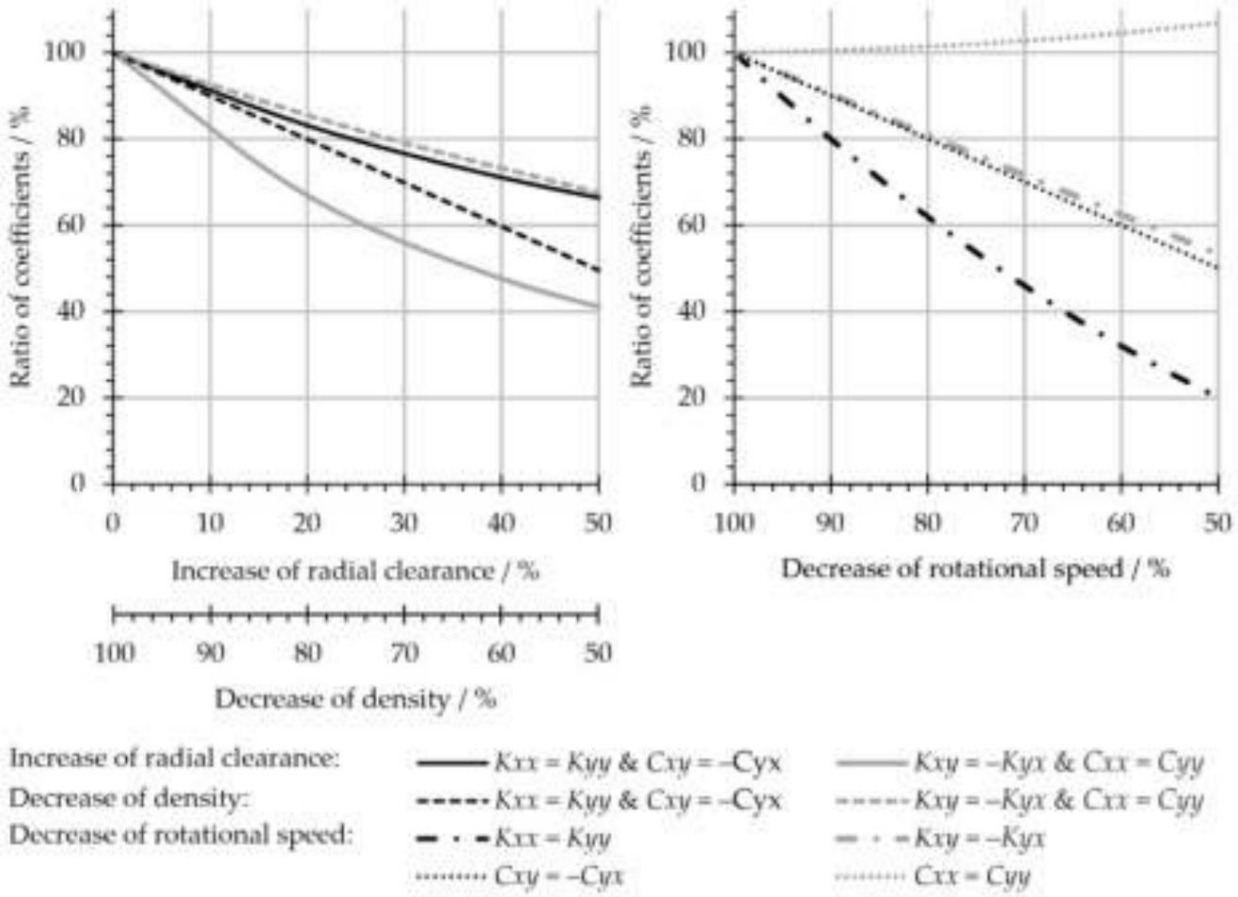


Рис. 5. Соотношение коэффициентов жесткости и демпфирования при уменьшении скорости вращения, увеличении радиального зазора и уменьшении плотности в полости генератора TAC sCO2-HeRoM.

3. Эксплуатация турбомашины sCO2-HeRoM Целью

первоначальной эксплуатации TAC sCO2-HeRoM является подтверждение ее работоспособности в цикле sCO2-HeRoM. Он также направлен на проверку концепции внутренних путей потока и улучшение понимания влияния скорости вращения и плотности на работу TAC в sCO2. На основании результатов предыдущей главы и публикаций Cha et al. [4] и Ким и др. [5] работа ТАК с АМБ усложняется по мере увеличения плотности. Поэтому испытания начинаются с эксплуатации на воздухе при атмосферном давлении, рассматриваемом как известные условия. Далее они переходят с CO2 в газообразном состоянии и низкой плотности. Как показано на рисунке 6, плотность на входе в компрессор, представляющая самую высокую плотность в цикле, постепенно увеличивалась, начиная с газообразного состояния CO2 при 160 кг/м3 в области I до достижения впервые сверхкритических условий в области III с плотностью более 300 кг/м3 . Наконец, в регионе V достигнуты расчетная плотность и расчетное статическое давление на входе 566 кг/м3 и 78,3 бар на входе в компрессор соответственно. Вместе с регионами III, IV и VI испытания охватили весь диапазон возможных условий на входе в компрессор. Сюда входит более высокое статическое давление на входе до 90 бар, максимальная плотность на входе 650 кг/м3 и условия вблизи критической точки. Во время работы TAC в различных областях входных условий компрессора, показанных на рисунке 6, контролировались отклонение ротора и радиальные магнитные силы, рассчитанные для подшипников. Радиальные отклонения измеряются на радиальных подшипниках с помощью вихретоковых датчиков, отслеживающих положение ротора относительно статора. На каждом подшипн

Machine Translated by Google

друг друга трудоустроены. Сначала представлено увеличение скорости вращения в различных областях условий на входе в компрессор . После этого измерения при постоянной скорости вращения обсуждаются с учетом влияния плотности. Измерения сравниваются, чтобы получить качественное представление о зависимости сил отклонения и подшипника от скорости вращения и плотности sCO2 .

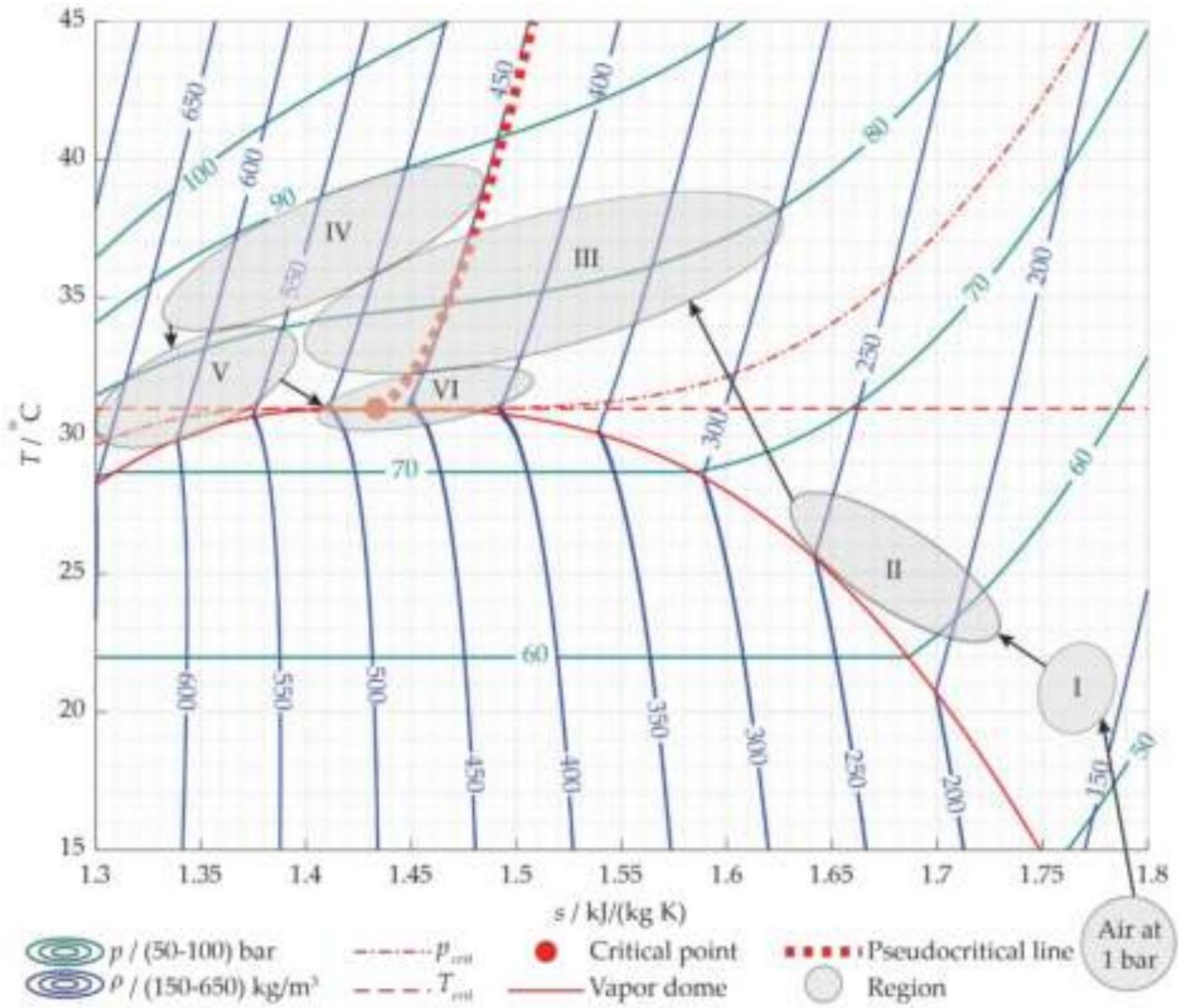


Рис. 6. Области условий на входе в компрессор на этапах начальной эксплуатации, изображенные на Ts-диаграмме для CO2 с линиями постоянного давления (p) и плотности (ρ).

3.1. Увеличение скорости вращения

Здесь представлено сравнение тестовых запусков в различных областях рисунка 6 . Каждый испытательный запуск также показывает влияние скорости вращения на радиальное отклонение ротора и радиальные силы в подшипниках. Судя по рисунку 5, ожидается увеличение силы и/или отклонения при увеличении скорости вращения и плотности.

При этом ожидается, что скорость вращения продемонстрирует больший эффект. Анализ начинается с предварительного испытания, проводимого на воздухе. TAC достиг расчетной скорости вращения 50 000 об/мин, как показано на рисунке 7. Для удобства чтения (тысячи) точек измерения не показаны. Вместо этого заштрихованные области представляют собой область, где расположены 90% точек измерения. Это означает, что для каждой скорости вращения нижняя и верхняя границы заштрихованной области выбираются таким образом, чтобы было включено 90% измерений при соответствующей скорости вращения. При воздушных предиспытаниях использовался базовый регулятор АМБ без учета ротородинамических коэффициентов уплотнений и полостей. Поскольку плотность воздуха составляет всего 1% от плотности в зоне I эксплуатации в CO2 (см

Machine Translated by Google

даже меньше, всего 0,3%, от проектной плотности на входе компрессора, силы, возникающие из-за жидкости внутри рабочих колес и полостей, считаются незначительными по сравнению с работой в CO2. На рис . 7 показано, что прогиб ротора в состоянии покоя составляет в среднем 3 мкм для подшипника компрессора и 2 мкм для подшипника турбины и колеблется в том же диапазоне. По мере увеличения скорости как отклонение, так и силы немного увеличиваются. При 50 000 об/мин максимальное отклонение достигало примерно 12 мкм или 15% от максимального зазора в предохранительных подшипниках. Силы оставались значительно ниже 10% от максимальной несущей силы.

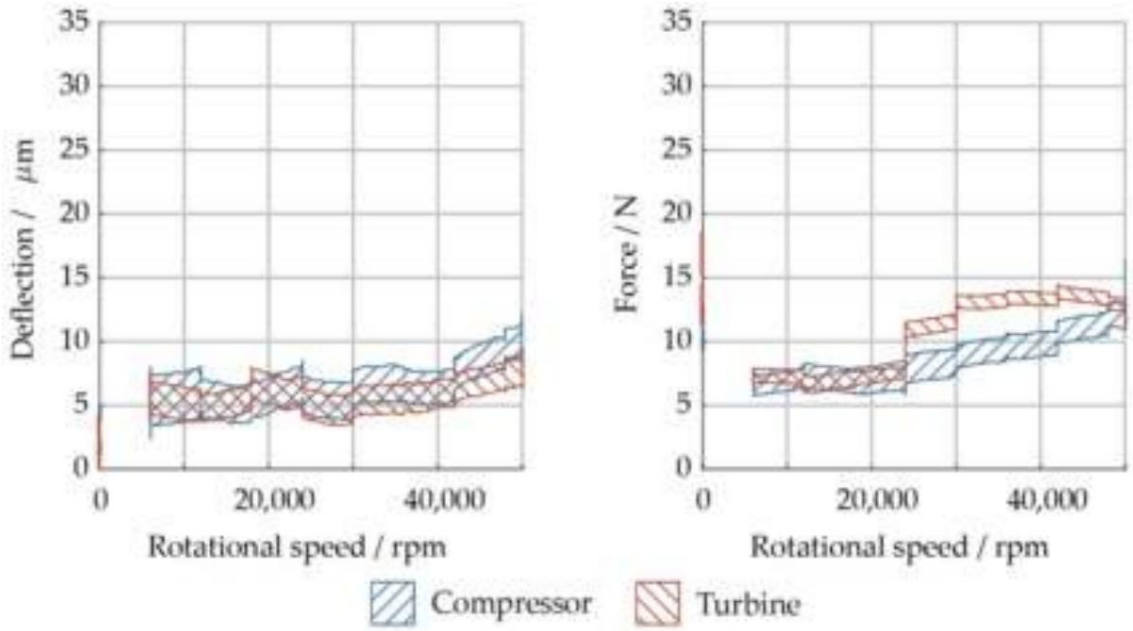


Рисунок 7. Прогиб и силы на радиальных подшипниках со стороны компрессора и турбины во время предварительных испытаний воздуха в диапазоне скоростей от 0 до 50 000 об/мин.

В целом предварительные испытания на воздухе достигли 50 000 об/мин и показали, что ротор хорошо сбалансирован, а зазоры соответствуют расчетным. Это доказало общую работоспособность ТАС и послужило основой для дальнейших испытаний в CO2.

Следующим шагом стали первые тестовые области I–III на рисунке 6, где CO2 находился в газообразном или газоподобном состоянии. Из областей I–III плотность увеличивается на входе в компрессор и во всем цикле. Кроме того, разница плотностей между входом в турбину и входом в компрессор невелика, поскольку максимальная температура CO2 поддерживается значительно ниже 60 C. Наконец, максимальная скорость во время этих испытаний ограничена 40 000 об/мин, поскольку, в отличие от испытаний на воздухе, ТАС использует мощность турбины для достижения максимальной скорости из-за более высокой плотности компрессора, требующей большей мощности. Из-за низкой плотности на входе в компрессор и низкой температуры на входе в турбину такую мощность обеспечить невозмож

На рис . 8 представлено сравнение измерений трех тестовых запусков и тестового запуска на воздухе. Тестовые прогоны Ia и Ib соответствуют плотности в области I, а прогоны II - в области II. Во время запуска Ia первоначальная конструкция контроллера, использованная для испытаний на воздухе, не была изменена. Как и в случае с воздушным испытанием, по мере увеличения скорости вращения наблюдалось увеличение отклонений и усилий. Более того, теперь, кажется, также увеличиваются колебания измерений (изображенные как большая закрытая террит При частоте вращения выше 20 000 об/мин отклонения больше, чем при пробном запуске с воздухом, особенно со стороны компрессора. На рисунке 8 показаны большие отклонения около 25 мкм или 31% зазора подшипника компрессора при скорости 33 000 об/мин или 66% расчетной скорости вращения. Это уже более чем в два раза превышает отклонение, обнаруженное при испытании на воздухе при расчетной скорости вращения. Обратите внимание на пик примерно при 5000 об/мин, который указывает на включение контроллера дисбаланса . Он активен при более высоких скоростях вращения и сильно уменьшает отклонение ротора . Аналогичные действия предпринимаются снова во время тестовых запусков Ib и II. Параметры контроллера изменены таким образом, чтобы прогиб ротора уменьшался на скоростях выше 27 000 об/мин.

Machine Translated by Google

Следовательно, отклонение ротора при частоте вращения выше 27000 об/мин значительно меньше по сравнению с экспериментом Ia. Приблизительно для 38 000 об/мин значения теперь на 40–50 % превышают значения при расчетной скорости в испытательном прогоне с воздухом. Учитывая радиальную силу в обоих подшипниках, силы в подшипнике компрессора больше, чем в воздушном корпусе. С другой стороны, силы в подшипнике турбины остаются аналогичными, но при более значительных колебаниях (большая закрытая площадь). Ран Иа является исключением, демонстрируя гораздо большую силу. Интересно отметить, что изменение параметров управления при превышении 27 000 об/мин приводит к более крутому возрастанию сил в зависимости от скорости.

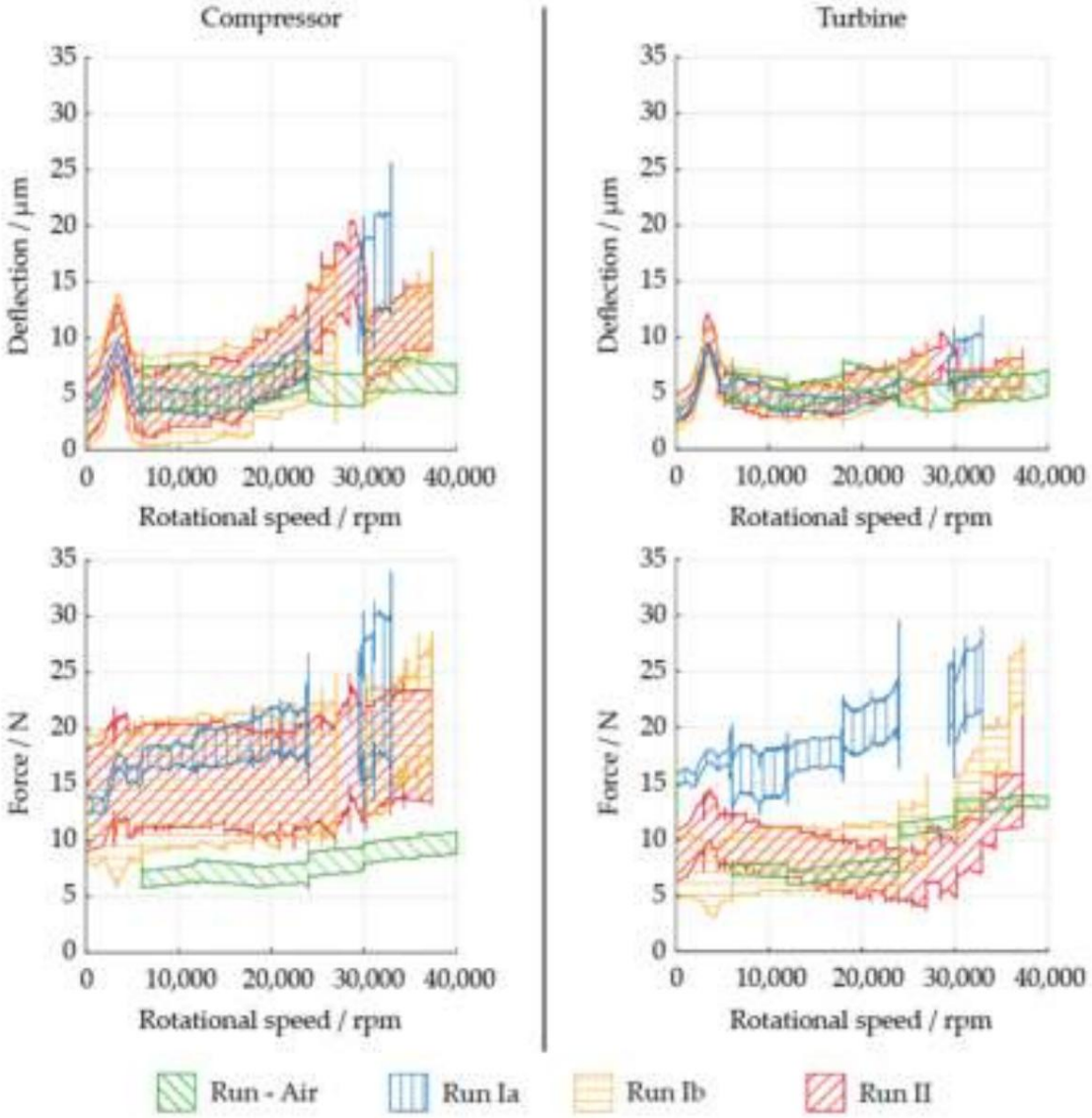


Рисунок 8. Прогибы и силы, изображенные в зависимости от скорости для областей I и II на рисунке 6, для трех испытательных прогонов по сравнению с испытанием на воздухе: (вверху) прогибы; (внизу) силы; (слева) у подшипника компрессора; (справа) у подшипника турбины.

Эти наблюдения позволяют предположить, что условия содержания CO2 действительно влияют на работу TAC с AMB. Причина наблюдаемого поведения, вероятно, связана с более высокой плотностью примерно в 100 раз. Кроме того, требуется изменение параметров управления, чтобы сбалансировать воздействие CO2 на ротор.

Следующим шагом является тестовый запуск III, где CO2 находится в сверхкритических, газообразных условиях в области III справа от псевдокритической линии (см. Рисунок 6). Плотность теперь составляет 150–200 % от плотности второго опыта, который проводился при плотности на входе в компрессор около 200 кг/м3 . Ап-

Machine Translated by Google

При достижении 20 000 об/мин отклонение как подшипника турбины, так и компрессора увеличивается больше, чем наблюдалось ранее (см. Рисунок 9). Поэтому частота вращения для регулировки параметров управления для ограничения отклонений снижается с 27 000 об/мин до чуть выше 18 000 об/мин. Это приводит к тому, что отклонения на скоростях более 18 000 об/мин находятся в том же диапазоне, что и в предыдущих испытаниях в CO2. Наблюдается изменение сил, аналогичное предыдущему. Однако размер замкнутой области, представляющей разброс радиальных сил подшипников, увеличивается, а не среднее значение. Колебания примерно в два раза больше, чем измеренные ранее. Опять же предполагается, что это связано с усилением взаимодействия CO2 с ротором из-за большей плотности.

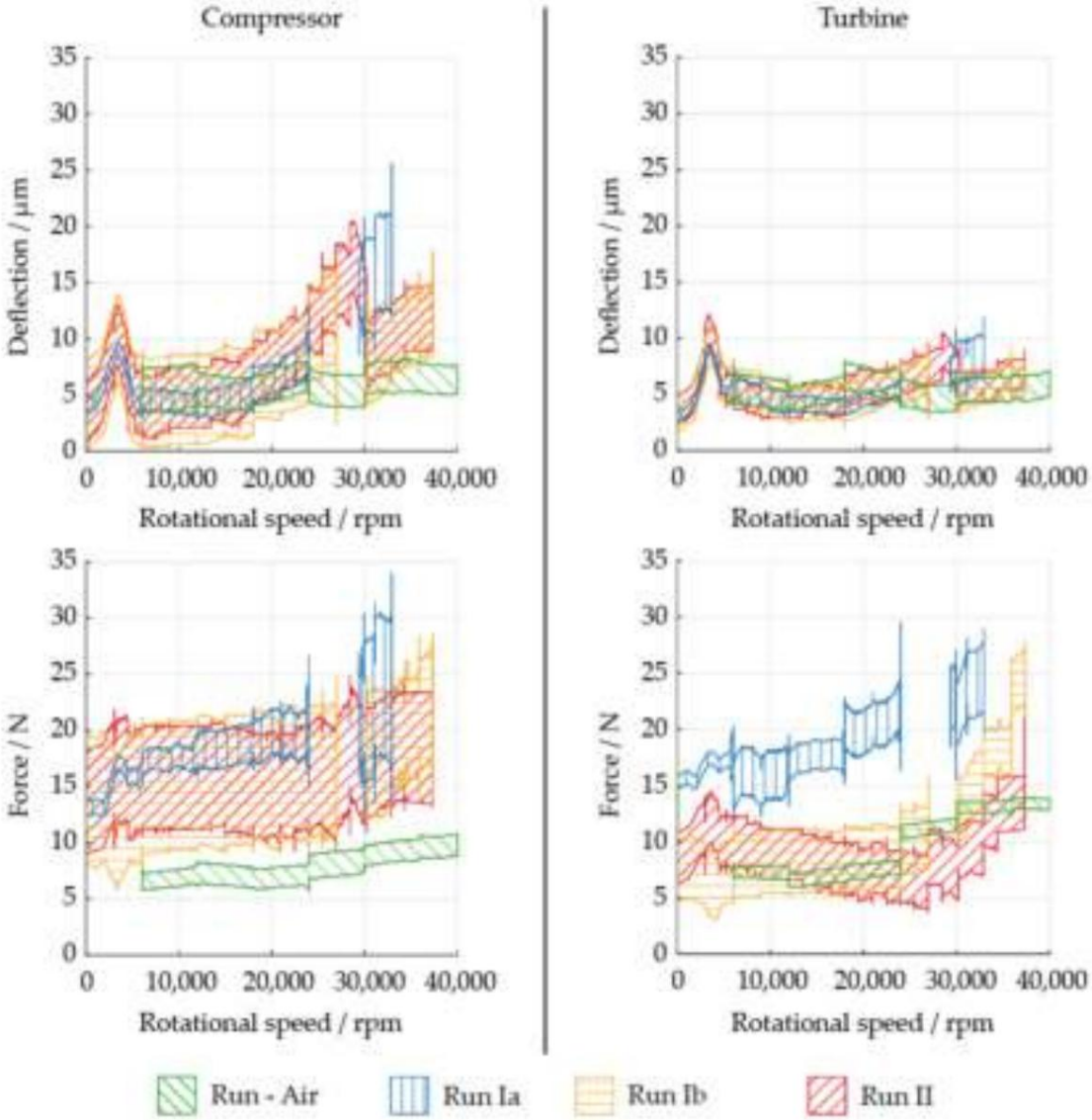


Рисунок 9. Прогибы и силы, изображенные в зависимости от скорости для региона III на рисунке 6 , по сравнению с предыдущими испытаниями: (вверху) прогибы; (внизу) силы; (слева) у подшипника компрессора; (справа) у подшипника турбины.

Наконец, условия на входе компрессора для испытательных запусков IV и V приведены к жидкоподобным условиям sCO2 слева от псевдокритической линии в областях III, IV и V. В ходе испытательных запусков плотности на входе в компрессор составляли около 450 кг/м3 и 600 кг/м3. , соответственно. Обратите внимание, что плотность на входе в турбину остается такой же, как в тестовом запуске III из-за повышенной температуры на входе. Как и в предыдущем запуске, максимальный прогиб увеличивается в основном у подшипника компрессора (см. рисунок 10). Максимальный прогиб достигает 4

Machine Translated by Google

высота примерно при 30 000 об/мин (60 % расчетной скорости). Хотя максимальная сила на рисунке 10 и ее колебания на компрессоре аналогичны предыдущим испытаниям, разброс измеренных значений отклонения увеличивается. Для подшипника турбины снижение силы можно увидеть при 15 000 об/мин, когда перепускной клапан турбины, который ранее был полностью открыт, закрывается на 30%. При 25 000 об/мин он закрывается на 10%, в результате чего увеличивается усилие на подшипнике турбины. Кроме того, сила увеличивается быстрее с увеличением скорости вращения. Открытие байпаса турбины на 11–30 % означает точку, в которой направление потока на турбине меняется. В то время как крыльчатка турбины «накачивает» sCO2, например, из- за трения на диске, когда степень сжатия на турбине низкая из-за открытого перепускного клапана, закрытие клапана означает, что эффект накачки больше не может преодолевать повышение степени давления. Таким образом, «неправильное» направление потока на турбине приводит к увеличению силы на подшипнике турбины. Кроме того, отклонения до 15 000 об/мин находятся в том же диапазоне, что и при испытаниях на воздухе, но становятся намного больше при скоростях около 30 000 об/мин. Поэтому будущие испытательные запуски потребуют дальнейшей модификации параметров управления для достижения скорости выше 30 000 об/мин, когда компрессор работает с жидкоподобным CO2 вы

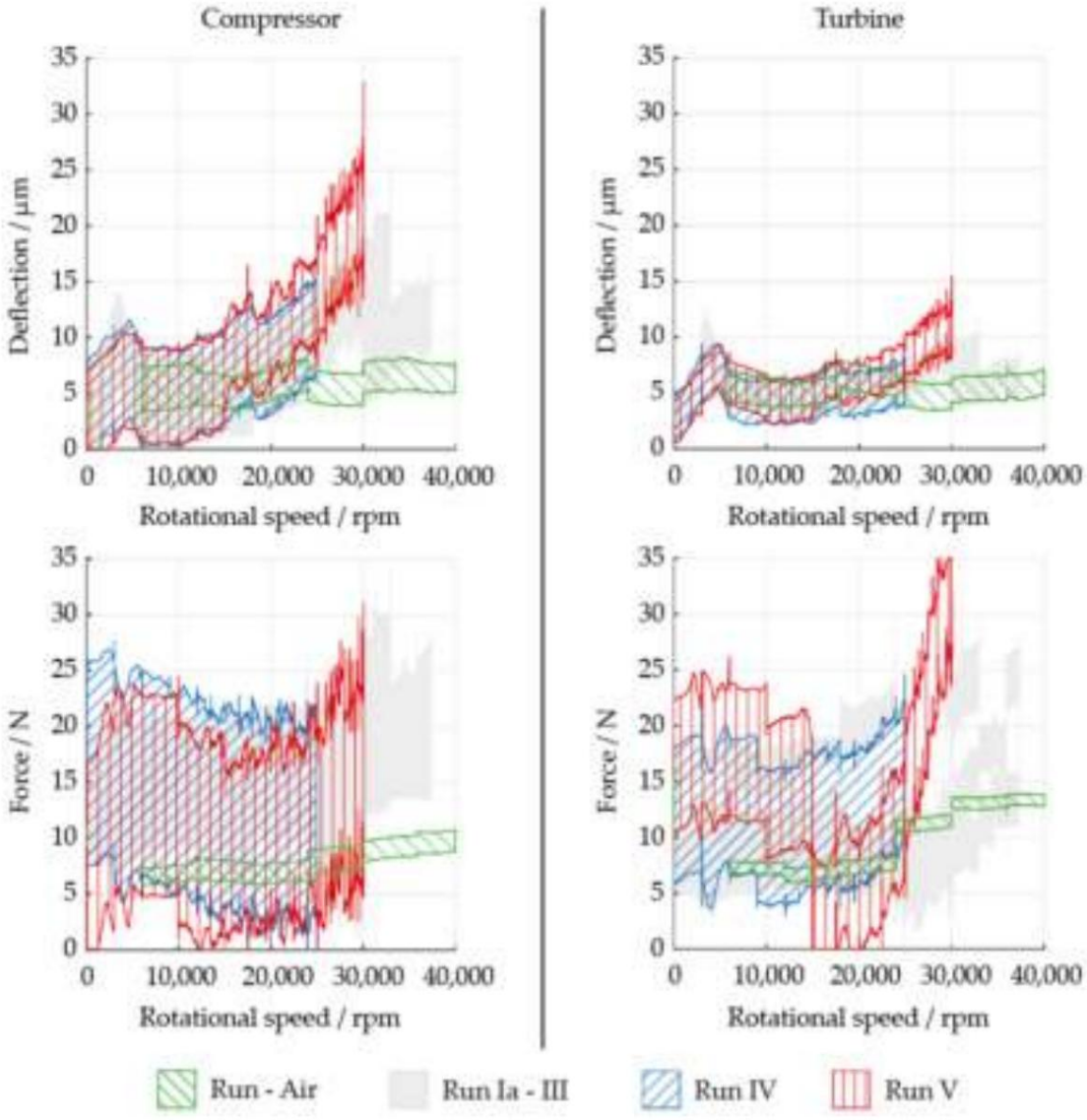


Рисунок 10. Прогибы и силы, изображенные в зависимости от скорости для областей IV и V на рисунке 6 , по сравнению с предыдущими испытаниями: (вверху) прогибы; (внизу) силы; (слева) у подшипника компрессора; (справа) у подшипника турбины.

Machine Translated by Google

Тесты на ускорение показали, что при низких скоростях вращения до 15 000 об/мин прогиб аналогичен тестовому запуску на воздухе, независимо от плотности. Похоже, что АМБ способен компенсировать влияние sCO2, хотя для этого требуются более крупные силы. При более высоких скоростях вращения радиальные отклонения и силы остаются почти постоянными при тестировании с воздухом, в то время как значения и разброс измерений значительно увеличиваются при тестировании в CO2. Разница становится больше, когда плотность на входе в компрессор увеличивается. Как показано, изменение параметров управления АМБ может уменьшить отклонения за счет увеличения сил. Таким образом, АМБ способны активно компенсировать влияние sCO2 на ротор в исследуемом диапазоне скоростей и плотностей.

3.2. Увеличение плотности

В предыдущем разделе ясно показано, что радиальное отклонение ротора и радиальные силы в подшипниках увеличиваются с увеличением скорости. Он также показывает увеличение прогибающих и опорных усилий при тестовых запусках в регионах с более высокой плотностью входного отверстия компрессора. Аналогичный результат представлен Kim et al. В работе [6] описано влияние различных условий sCO2 на радиальную силу, действующую на ротор для полости ротор-статор цилиндрической оболочечной формы. Они показывают, что увеличение плотности также может увеличить силу воздействия sCO2 на ротор. Для более детального изучения эффекта представлены измерения с постоянной рациональной скоростью. Рисунок 11 показывает , что увеличение плотности на входе в компрессор действительно увеличивает радиальное отклонение ротора и радиальные силы внутри подшипников. Однако следует отметить, что увеличение плотности на входе в компрессор имеет несколько последствий. Например, это приводит к увеличению степени сжатия и, следовательно, силы, действующей на лопатки рабочего ко

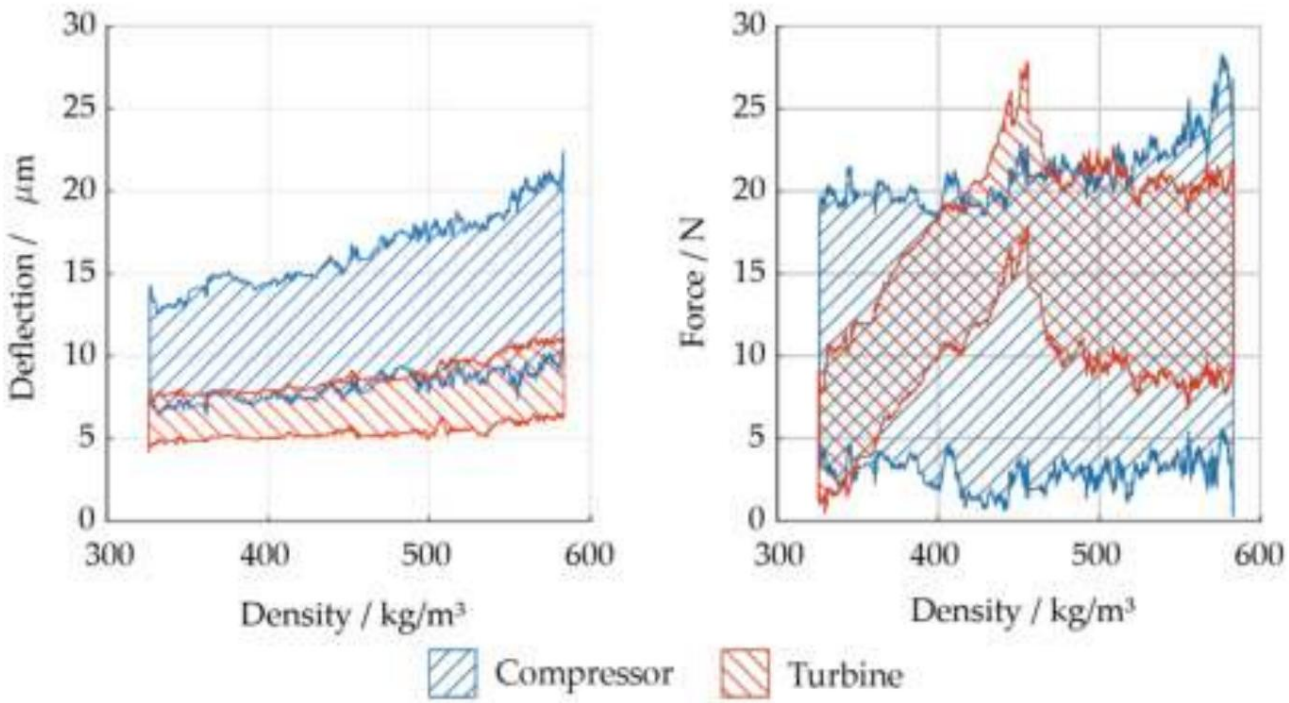


Рисунок 11. Отклонение ротора и радиальная сила подшипников со стороны турбины и компрессора в зависимости от плотности на входе компрессора при постоянной скорости вращения 25 000 об/мин: (слева) отклонение; (справа) радиальная сила.

Чтобы разделить различные эффекты увеличения плотности, более внимательно исследуется соотношение давлений. Степень давления обычно можно изменить, изменив скорость потока компрессора. Для этой цели в цикле sCO2-HeRo предусмотрен перепускной клапан компрессора.
Однако изменение степени давления из-за закрытия перепускного клапана невелико, и никакого влияния на отклонение или радиальные силы подшипника не наблюдалось. Это связано с пологими кривыми постоянной скорости на карте производительности компрессора (сравните Хакса и др. [3]). Однако повышение давления в компрессоре сильно зависит от его входной плотности (ср.

Machine Translated by Google

Хакс и др. [9,10]). В случае с Рисунком 11 она удваивается при увеличении плотности на входе с 325 кг/м3 до 580 кг/м3 . Таким образом, можно сделать вывод, что изменение расхода на входе в компрессор не является причиной увеличения опорных сил и радиального отклонения ротора, а может быть прямым влиянием плотности на повышение давления.

Во-вторых, анализируется влияние плотности внутри полостей ротор-статор. Как показано на рисунке 5 , силы жидкости внутри полостей ротора-статора увеличиваются с увеличением локальной плотности, о чем также сообщили Kim et al. [6]. Здесь рассматривается только эффект изменения плотности в полости генератора, поскольку проектные расчеты показали, что наибольшие дестабилизирующие силы могут быть вызваны CO2 внутри полости (см. Рисунок 4). На рисунке 12 показано радиальное отклонение ротора и радиальные силы подшипника для одного набора измерений, когда клапан, контролирующий скорость охлаждающего потока (a), был дросселирован. Чем дальше дросселируется этот клапан, тем ниже становится плотность внутри полости генератора. Ожидается, что более низкая плотность уменьшит отклонение ротора и радиальную силу в AMB из-за меньших Однако на рисунке 12 не показано существенного изменения отклонения и больших сил при меньшей плотности внутри полости (вопреки ожиданиям). Поведение было проверено и для других серий измерений. Хотя изменение радиальной силы часто менее выражено, чем на рисунке 12, с увеличением плотности не наблюдается определенного увеличения отклонения или радиальной силы. Причина этого неясна, но может быть связана с одной из следующих причин.

Поток утечки через уплотнение ступицы крыльчатки турбины смешивается с потоком охлаждающей жидкости (a) внутри TAC (см. рисунок 3). Ни один из двух массовых потоков не может быть измерен напрямую, но должен быть рассчитан. Поскольку смешивание с потоком утечки происходит внутри TAC, рассчитывается только плотность внутри полости, и, таким образом, возникает неопределенность при расчете массового расхода через уплотнение и клапан. Другая причина может заключаться в том, что согласно модели, использованной на рисунке 5, коэффициент прямой жесткости имеет квадратичную зависимость от скорости вращения.

Следовательно, радиальные силы в полости могут быть значительными только при более высоких скоростях вращения.

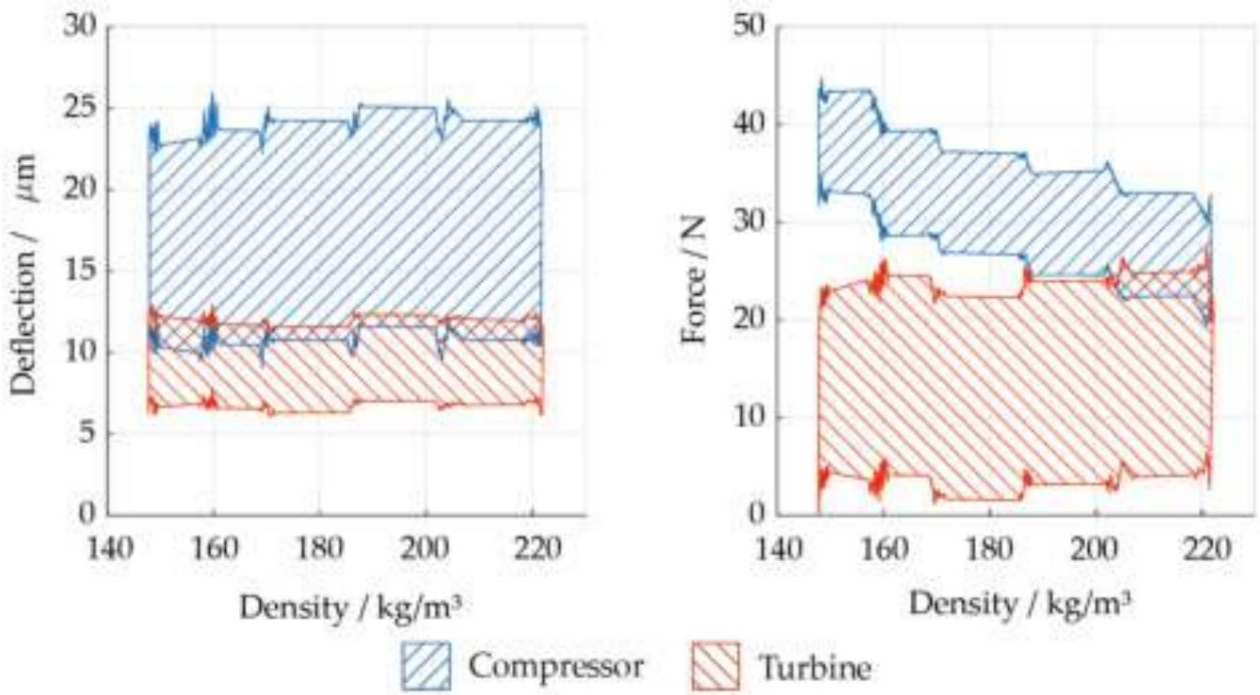


Рис. 12. Прогиб ротора и радиальная сила подшипников на турбине и компрессоре от плотности внутри полости генератора при постоянной частоте вращения 27500 об/мин: (слева) прогиб; (правая) сила.

Наконец, было обнаружено, что увеличение плотности на входе в компрессор не приводит к увеличению плотности в полости генератора, хотя скорость охлаждающего потока возрастает и температура падает. Вместо этого плотность остается почти постоянной, поскольку давление внутри полости уменьшается. Это также указывает на то, что силы, действующие на компрессор

Machine Translated by Google

В рабочем колесе доминируют силы жидкости, возникшие в полости генератора. Таким образом, воздействие на рабочее колесо компрессора доминирует над увеличением радиального отклонения ротора и увеличением радиальных опорных сил, по крайней мере, в изученном диапазоне скоростей и плотностей

4. Резюме и выводы

В статье впервые представлена конструкция TAC sCO2-HeRoM. Его вал поддерживается AMB, так что CO2 может оставаться в сверхкритическом состоянии на протяжении всего TAC, стряхивая оковы ранее использовавшейся консистентной смазки, для которой требуется газообразный CO2.
Для интеграции АМБ в ТАС была пересмотрена концепция охлаждения, чтобы обеспечить охлаждение АМБ со стороны турбины и уменьшить потери на ветер, осевую тягу и дестабилизирующие силы. Показано, что последние могут быть выражены через коэффициенты жесткости и демпфирования , при этом предполагается, что коэффициенты полости генератора будут доминирующими. Они увеличиваются с увеличением скорости вращения и плотности и уменьшаются с увеличением высоты просвета. Кроме того, показано, что цели охлаждения, с одной стороны, и снижения потерь на воздухопроницаемость и гидравлических сил, с другой стороны, противоречивы, поскольку для одной требуется холодный, а для другой — теплый CO2 с высокой и низкой плотностью соответственно. Новая концепция охлаждения позволяет найти компромисс, поскольку регулирование охлаждающего потока регулирует температуру и плотность внутри ТАС. Более того, плотность в полости генератора можно поддерживать постоянной, даже если плотность увеличивается на входе в компрессор. Таким образом, для sCO2-HeRoM TAC с AMB подходит концепция охлаждения 2 . Наконец, первые тестовые запуски sCO2-HeRoM TAC были успешно завершены. Путем настройки параметров контроллера в соответствии со свойствами жидкости была достигнута стабильная работа ТАС при 30 000 об/мин при плотности на входе в компрессор до 650 кг/м3 . Сделан вывод, что ТАС с использованием АМВ может работать в условиях sCO2 , если учитывать силы, связанные с высокой плотностью.

Кроме того, представлены измерения радиального отклонения ротора и радиальных сил в АМБ во время нескольких испытательных запусков. На начальном этапе sCO2-HeRoM TAC достиг расчетной скорости вращения 50 000 об/мин на воздухе, доказав работоспособность при незначительных силах, вызванных жидкостью. Увеличение плотности на входе компрессора и скорости вращения продемонстрировало ожидаемое увеличение радиального отклонения ротора и радиальных сил в подшипниках как с увеличением плотности, так и скорости вращения. Кроме того, было показано, что регулировка параметров контроллера позволяет уменьшить отклонение ротора за счет приложения больших сил в АМВ для балансировки сил, вызванных жидкостью.

Кроме того, увеличение плотности также анализируется при постоянной скорости вращения. Увеличение плотности на входе в компрессор связано с увеличением радиального отклонения ротора и увеличением радиальных сил. Плотность на стороне турбины и внутри полости генератора остается примерно постоянной для соответствующих измерений. Однако повышение давления сильно возрастает с увеличением плотности на входе компрессора. В другой попытке продемонстрировать влияние плотности на дестабилизирующие силы внутри роторно-статорных полостей типа цилиндрической оболочки плотность внутри полости генератора менялась, при этом остальные свойства сохранялись примерно постоянными. Вопреки ожиданиям, существенных изменений радиального отклонения не наблюдалось. Радиальные силы даже имели тенденцию к уменьшению. Похоже, что, по крайней мере, для изученной скорости вращения, сила внутри полости генератора не доминирует над общими радиальными силами, действующими на ротор. Это может быть связано с квадратичной зависимостью прямого коэффициента жесткости от скорости вращения, указанной используемой моделью. Следовательно, соотношение между силами жидкости, возникшими в полости, и суммарной радиальной силой, действующей на ротор, может увеличиваться и становиться доминирующим при более высоких скоростях вращения. Однако в изучаемом диапазоне скоростей и плотностей другие радиальные силы, действующие на рабочее колесо компрессора или в полостях со стороны компрессора, по-видимому, доминируют над силами жидкости, действующими на ротор, и их необходимо учитывать в будущих исследованиях. Детальный экспериментальный анализ различных составляющих дестабилизирующей силы на роторе требует геометрии ротора с уменьшенной сложностью.

Вклад авторов: Концептуализация, AJH; методология, AJH; проверка, AJH; формальный анализ, AJH; расследование, AJH; курирование данных, AJH; письмо — подготовка первоначального черновика, AJH; написание — обзор и редактирование, AJH и DB; визуализация, АЖХ и БД; надзор,

Machine Translated by Google

БД; администрирование проектов, БД; приобретение финансирования, Д.Б. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Этот проект получил финансирование в рамках программы исследований и обучения Евратома на 2014–2018 годы в рамках грантового соглашения № 847606.



Заявление о доступности данных: данные доступны по запросу. Данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу у соответствующего автора.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Бенра, Ф.-К.; Бриллерт, Д.; Фрайборт, О.; Хаек, П.; Род, М.; Шустер, С.; Зеевальд, М.; Старфлингер, Дж. Сверхкритический низкотемпературный цикл Брайтона с CO2 для отвода остаточного тепла. В материалах 5-го Международного симпозиума «Сверхкритические энергетические циклы CO2», Сан-Антонио, Техас, США, 29–31 марта 2016 г.
2. Старфлингер, Дж.; Бриллерт, Д.; Фрайборт, О.; Гаек, П.; Хеннинк, А.; Фрейтель, Т. Повышение безопасности ядерного реактора на более высокий уровень — Система сверхкритического отвода тепла от CO2 — sCO2 -HeRo. В материалах 26-й Международной конференции «Ядерная энергия для новой Европы NENE», Блед, Словения, 11–14 сентября 2017 г.
3. Хакс А.; Шустер, С.; Домен, HJ; Бенра, Ф.-К.; Бриллерт, Д. Проектирование турбомашин для сверхкритического диоксида углерода в sCO2 - Проект HeRo.eu. Дж. Инж. Газовые турбины Мощность 2018, 140, 121017. [CrossRef]
4. Ча, Дж. Э.; Чо, СК; Ли, Дж.И. Эксплуатационные испытания сверхкритического компрессора CO2, поддерживаемого активным магнитным подшипником. В материалах осеннего собрания Корейского ядерного общества, Кёнджу, Корея, 27–28 октября 2016 г.
5. Ким, Д.; Байк, С.; Ли, Дж.И. Исследование проблем нестабильности магнитных опорных подшипников в турбомашинах, работающих на сверхкритическом CO2. В материалах 8-й совместной конференции по разработке жидкостей ASME-JSME-KSME 2019, Сан-Франциско, Калифорния, США, 28 июля – 1 августа 2019 г. [Перекрестная ссылка]
6. Ким, Д.; Байк, С.; Ли, Дж. Исследование нестабильности магнитного подшипника скольжения в условиях S-CO2. Прил. наук. 2021, 11, 3491. [CrossRef]
7. Джин, С.-Х.; Ча, Ж.-Э.; Чанг, Ж.-У.; Цой, С.-Х.; Ан, Х.-Й. Управление нестабильностью сверхкритического CO2, вызванной флюидом 7. Компрессор поддерживается магнитным подшипником. КГПЭ 2020, 37, 737–742. [Перекрестная ссылка]
8. Хакс, Эй Джей; Абд Эль-Хусейн, И.; Рен, Х.; Шустер, С.; Бриллерт, Д. Экспериментальные данные сверхкритического диоксида углерода (sCO2) Компрессор в различных состояниях жидкости — дополнительные данные. DuEPublico 2021. [CrossRef]
9. Хакс А.; Воячек, А.; Домен, HJ; Бриллерт Д. Экспериментальное исследование компрессора sCO2 -HeRo. В материалах 2-я Европейская конференция по sCO2, Эссен, Германия, 30–31 августа 2018 г.; стр. 50–59. [Перекрестная ссылка]
10. Хакс, Эй Джей; Абд Эль-Хусейн, И.; Рен, Х.; Шустер, С.; Бриллерт, Д. Экспериментальные данные сверхкритического диоксида углерода (sCO2) Компрессор в различных состояниях жидкости. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2022, 144, 41012. [CrossRef]
11. Анализ вращающихся машин, Inc. «XLRotor». Доступно онлайн: https://www.xlrotor.com/solutions/xlrotor/ (доступ на 4 августа 2021 г.).

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Улучшение запаса по срыву осевого компрессора за счет Непрерывная и импульсная инъекция кончиком †

Жозеф Мубога Мубога, Габриэль Маргалида, Пьеррик Жозеф, Оливье Руссет и Антуан Дазен *

UMR 9014 — LMFL — Лаборатория механики жидкостей Лилля — Кампе де Ферье, Технологический институт искусств и ремесел, Центральный Лилль, Университет Лилля, CNRS, ONERA, F-59000 Лилль, Франция; joseph.moubogha-moubogha@ensam.eu (JMM); gabriel.margalida@ensam.eu (GM); pierric.joseph@ensam.eu (PJ); olivier.roussette@ensam.eu (ИЛИ)
* Адрес для переписки: antoine.dazin@ensam.eu †
Эта рукопись представляет собой расширенную версию нашего доклада, опубликованного в материалах 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Остановка и помпаж являются серьезными ограничениями рабочего диапазона компрессоров и, следовательно, одним из основных ограничений производительности реактивных двигателей. Многообещающий способ повысить предел устойчивости компрессионных машин — это нагнетать небольшое количество потока на кончик лопасти, чтобы изменить физический механизм, ответственный за начало срыва. Данное исследование посвящено экспериментальной работе такой системы. Для этого стенд для испытания осевых компрессоров был оборудован 40 исполнительными механизмами, подключенными к вспомогательной системе подачи сжатого воздуха. Им удалось создать высокоскоростную струю, дующую прямо на кончиках лопастей несущего винта. Открытие каждого привода контролировалось электромагнитным клапаном. Это позволило генерировать непрерывные или импульсные струи с частотой до 500 Гц при различных рабочих циклах. Производительность системы управления исследовалась для различных стратегий управления, при которых систематически изменялись скорость впрыскиваемого потока, угол впрыска, количество форсунок, частота струи и рабочий цикл. Данная статья завершается исследованием энергетического баланса системы для различных конфигураций. Насколько известно авторам, это редко встречающийся анализ в литературе.

Ключевые слова: осевой компрессор; активное управление потоком; улучшение запаса прочности; выдувание наконечника; стоимость энергии

Цитирование: Мубога, Дж. М.; Маргалида, Г.; Джозеф, П.; Руссетт, О.; Дазин, А. Улучшение запаса прочности в осевом компрессоре за счет непрерывного и импульсного впрыска на наконечнике. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 10. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010010.

Поступила: 14 октября 2021 г.
Принято: 6 марта 2022 г.
Опубликовано: 16 марта 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Проблема срывной и помпажной нестабильности, развивающейся в осевых компрессорах, почти так же стара, как и первая газовая турбина [1,2], а потеря устойчивости осевых компрессоров при высокой степени сжатия до сих пор является важным ограничением глобальной производительности. современных авиационных двигателей, поскольку возникновение этих явлений может привести к драматическим событиям. Таким образом, это заставляет производителей двигателей применять соответствующий запас безопасности (так называемый запас срыва (SM)) , чтобы компрессор оставался вдали от предела устойчивости. Это лишает машины более высокой степени давления и более эффективного рабочего диапазона, что ухудшает общую производительность двигателя. Повышение запаса срыва (SMI) может быть достигнуто различными методами: большое количество работ в литературе посвящено методам пассивного контроля, таким как обработка обсадных труб [3]. Эти методы предполагают необратимую модификацию обсадной колонны, которая не может справиться с изменениями условий потока. Таким образом , использование активных систем управления потоком, которые можно легко включать и выключать, является привлекательной альтернативой, и в отношении такого рода методов было проведено множество исследовательских работ, которые недавно были обобщены Li et al. [4]. Однако следует иметь в виду, что такие методы имеют некоторые технические недостатки с точки зрения сложности, дополнительного веса и, возможно, проблем с надежностью. Согласно обзору Дэя [2], наиболее частым началом срыва в современных двигателях является всплеск, который возникает в результате явлений, происходящих на кончике лопатки [5,6]. Таким образом, наиболее эффективным способом борьбы с этими явлениями является подача высокоскоростной струи на кончик

Machine Translated by Google

нагрузка и/или воздействие на динамику вихря в концевом зазоре. Среди всей литературы, посвящённой этой теме, существует единое мнение о некоторых специфических характеристиках системы управления , которые необходимо использовать для получения значительного эффекта с точки

зрения СМИИ: • Струя должна находиться как можно ближе к стенке корпуса; следовательно, многие авторы успешно использовали эффект Коанды для получения струи, прикрепленной к стенке [10,11]. • Необходим высокий импульс (или высокая скорость) и хороший угловой охват [9] .

Тем не менее, некоторые моменты остаются неясными. Как заявили Ли и др. В [4] нет единого мнения о влиянии угла рыскания (положительные значения угла задаются направлением вращения несущего винта). В то время как в первой статье [12] первоначально утверждалось, что положительный угол рыскания лучше, другие авторы продемонстрировали обратное [13,14]. Кроме того, насколько известно авторам, баланс между энергозатратами на продувку и положительным влиянием на производительность машины так и не был четко установлен. Поэтому сложно ответить на вопрос, «оправдает ли» себя такая система в реальном двигателе. Наконец, потенциальный интерес к импульсной продувке практически не был рассмотрен [7], тогда как она показала свою эффективность в некоторых других приложениях управления потоком, таких как контроль разделения [15].

В предыдущих исследованиях, проведенных в лаборатории той же исследовательской группой, были в частности проанализированы механизмы потока, участвующие в начале срыва с активным контролем потока и без него . Системе управления удалось эффективно увеличить рабочий диапазон компрессора за счет нейтрализации пиковых механизмов и перемещения последней точки стабильности близко к максимуму кривой производительности. Для некоторых конфигураций управления в измерениях давления появляется низкочастотное явление, предполагающее переход от срыва пикового типа к началу срыва модального типа. Кроме того, были исследованы некоторые важные эффекты, такие как инжектированный импульс [16,17].

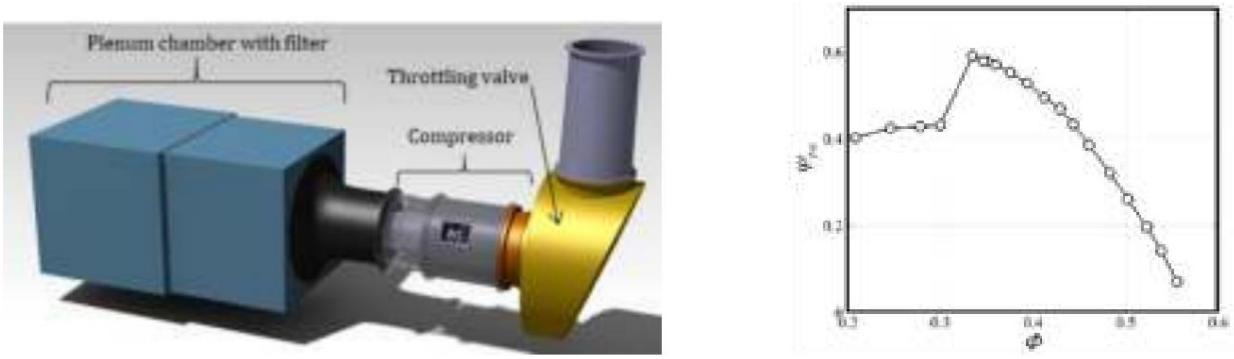
Эта статья призвана завершить предыдущее исследование, обратившись к вышеупомянутым вопросам, касающимся угла отклонения от курса и энергетического баланса системы, использующей импульсное срабатывание. Данное исследование основано на экспериментальном параметрическом исследовании, проведенном на том же испытательном стенде одноступенчатого осевого компрессора, оснащенного модульной системой впрыска потока [17]. После описания экспериментальной установки в статье основное внимание уделяется влиянию угла обдува на нескольких скоростях вращения, чтобы четко указать влияние обдува на вращающуюся раму. Затем статья посвящена оценке затрат на электроэнергию и экономии системы управления, чтобы попытаться доказать наиболее интересные стратегии продувки при импульсной или непрерывной продувке. Эта работа является первой частью финансируемого ЕС исследовательского проекта Horizon 2020 ACONIT [18], целью которого является проектирование, производство и тестирование приводов для управления потоком для имплантации в авиационный двигатель.

2. Экспериментальная установка

Опорой экспериментов, проводимых в этой исследовательской работе, является тихоходный одноступенчатый осевой компрессор CME2, расположенный в Технологическом институте искусств и ремесел в Лилле (Франция). Этот компрессор представляет собой дозвуковую машину, сравнимую со ступенью узла высокого давления авиационного двигателя [2]. Первоначально разработанный как удобный инструмент для изучения вращающегося срыва [19,20], этот специальный испытательный стенд в последние годы был оснащен системой активного управления потоком (AFC), основанной на магнитных клапанах для создания импульсных струй [16].

Сам компрессор, изображенный на рисунке 1a и характеристики которого приведены в таблице 1, работает в диапазоне скоростей вращения от 3200 об/мин до 4500 об/мин. Типичная кривая производительности представлена на рисунке 1b, на которой изображен коэффициент повышения общего давления до статического $\Psi_{t\text{-}s} = P_{t\text{-}s}/0{,}5\rho U_2^2$ как функция коэффициента расхода $\Phi = V_x/U_{tip}$. Во время исп конце массовый расход изменяется с помощью дроссельного клапана, расположенного после ступени компрессора (см. рисунок 1a). В этой статье срыв вызывается постоянным закрытием дроссельного клапана до нестабильной части кривой производительности.

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рис. 1. Испытательная установка CME2: (а) схематическое описание; (б) типичная кривая производительности компрессора при 3200 об/мин.

Таблица 1. Параметры компрессора при 3200 об/мин.

Параметры	Ценить	Единицы
Расчетный массовый расход	5.3	кг·с$^{-1}$
Расчетная осевая скорость, LE *	43	м·с$^{-1}$
Номер лопасти ротора	30	
Номер лопатки статора	40	
Диаметр корпуса	550	мм
Соотношение ступицы и	0,75	
законцовки, LE Хорда	84	мм
кончика ротора Угол смещения	54	
кончика ротора Зазор	0,5	мм
между кончиками ротора	94	м·с$^{-1}$

Скорость кончика ротора * LE, передняя кромка.

Производительность компрессора оценивается с помощью двух датчиков перепада давления. находится на испытательном стенде. Первый датчик измеряет разницу между общим давлением регистрируется в водоотводящей камере и среднее статическое давление, измеренное в конце сужающаяся труба расположена сразу за водоотводящей камерой. Это значение позволяет улавливание динамического давления на входе в компрессор, а затем расхода. Второй датчик используется для оценки производительности сцены путем измерения статического давления перед ротора и вниз от статора. Точность этих измерений была оценивается до ±0,012 кг·с$^{-1}$ и ±1,5 Па для расхода и общего статического давления. соответственно, возрастет [16].

Система управления [17] (общее описание см. на рис. 2) состоит из 20 инжекционных блоки, в каждом по две форсунки. Данная конфигурация была выбрана из-за Ограничение пространства, вызванное кривизной корпуса. Электромагнитный клапан (Matrix MX821), частота возбуждения которого может устанавливаться от 0 (постоянно) до 500 Гц, при наличии питания давление до 8 бар, питает каждую форсунку. Каждая форсунка может работать независимо. и может создавать скорость струи до 200 м·с$^{-1}$ через щель 10 × 0,5 мм2 . Соответственно, впрыскиваемый массовый расход может быть установлен от 0 до примерно 2,5% от основного расхода ступени либо путем изменения давления питания, либо путем изменения рабочего цикла (DC) электромагнитные клапаны при использовании импульсного впрыска. Рабочий цикл определяется как продувка продолжительность времени, разделенная на общую продолжительность периода (т. е. сумму продувки и отсутствия продувки). время). Все электромагнитные клапаны управляются одним и тем же командным сигналом, и производитель данные указывают на время отклика менее 1 мс. Как указано в литературе, продувка является наиболее эффективен перед передней кромкой ротора [14], а критическая зона расположена на законцовке, близко к корпусу [4]. Следовательно, приводы расположены на 10 мм выше ротора. (x = 20% · Cx), а форма форсунок формируется с использованием эффекта Коанды для продувки вдоль корпуса.

Machine Translated by Google

прямо в зазоре наконечника [11]. Форсунки также можно поворачивать вдоль своей оси для изменения угла впрыска относительно рыскания с угловым шагом 15 .

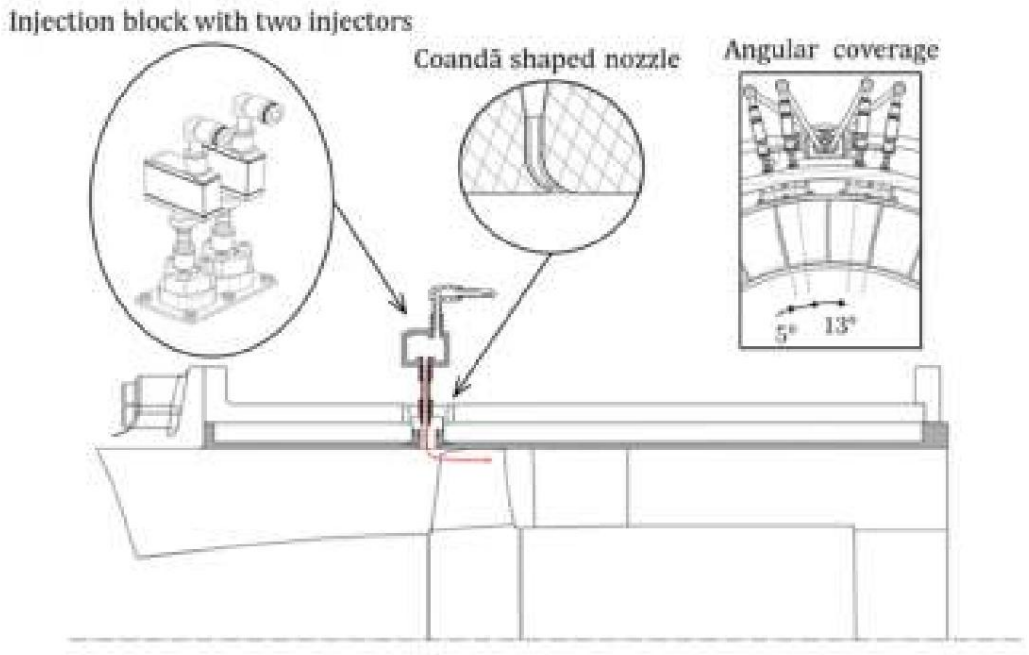


Рисунок 2. Описание системы активного управления потоком.

Протокол эксперимента подробно описан в предыдущей статье [17], но для полноты картины здесь представлена ключевая информация. При типичном испытании на остановку рабочая точка компрессора перемещается по кривой производительности с помощью контролируемого закрытия дроссельного клапана. Остановку легко заметить по резкому падению соотношения массового расхода и давления. Базовая кривая сравнивается с контролируемой кривой, полученной при активированном управлении для всего рабочего диапазона компрессора. Таким образом, не возникает проблем с задержкой активации активной системы управления потоком.

Типичный пример результатов работы системы управления потоком представлен на рисунке 3, где коэффициент повышения общего давления в статическом отображается как функция коэффициента расхода. Для каждого варианта управления указывается фактическое значение общего массового расхода впрыска вместе с рабочим циклом (при импульсном продувке). Здесь и далее базовые результаты соответствуют производительности компрессора без управления, а массовый расход впрыскиваемого воздуха Qinj выражается в масштабированной форме Q в процентах от расхода компрессора inj в последней стабильной рабочей точке перед остановкой без контроль, qs . Из этих результатов очевидно , что продувка положительно влияет на стабильный рабочий диапазон компрессора.

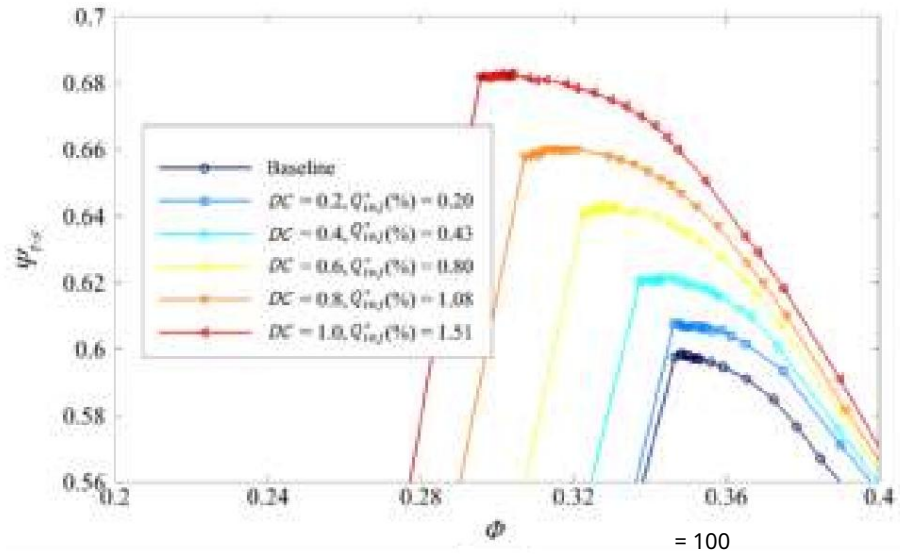
Чтобы оценить влияние системы управления на кривую производительности машины, было использовано определение улучшения запаса срыва, данное Weigl et al. [21] используется и рассчитывается по следующим уравнениям:

$$SM = \left(\frac{qN}{qS} \times \frac{ПS}{ПN} - 1 \right) \times 100 \text{ и} \quad (1)$$

$$SMB = \frac{SMC - SMB}{SMB} \times 100 \quad (2)$$

где q и П представляют собой соответственно расход и степень сжатия. Обратите внимание, что в уравнениях (1) и (2), а также на рисунке 4, индексы N и S относятся к величинам в номинальной рабочей точке и в последней стабильной рабочей точке, соответственно, перед остановкой (т. е. рабочей точке с самый низкий расход до начала срыва). Аналогичным образом, индекс B относится к базовому случаю без контроля, а индекс C — к контролируемому случаю.

Machine Translated by Google



= 0° = 3200 = 100 =
Рис. 3. Кривые производительности, полученные при использовании импульсно-струйной системы управления с различным рабочим циклом
1 и общие значения массового расхода впрыскиваемого топлива (частота срабатывания f = 100 Гц, активировано 20 форсунок,
абсолютный угол обдува αjet = 0 и скорость вращения Ω = 3200 об/мин). Рабочий цикл DC = 1 = 100 =
= 0° = 3200 соответствует непрерывному
1 обдуву.

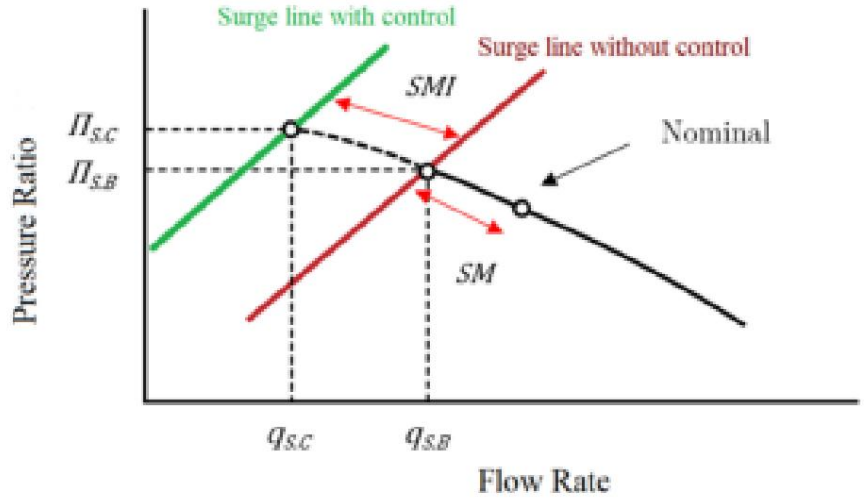


Рисунок 4. Схематическое описание SMI (адаптировано из [21]).

3. Влияние угла отклонения от курса впрыска

Чтобы подчеркнуть влияние угла отклонения от курса впрыска, была проведена первая серия экспериментов.
проводился при 3200 об/мин. Абсолютный угол обдува αjet, скорость (или впрыскиваемая
массовый расход) и количество активированных форсунок варьировались. Абсолютное и относительное
Углы потока выдува определены на рисунке 5. Положительные абсолютные значения угла выдувания равны
заданное направлением вращения ротора в исследовании; следовательно, абсолютный угол выдувания равен
считается отрицательным, когда направление обдува противоположно направлению вращения ротора.

Несколько основных результатов испытаний активного контроля потока при непрерывной продувке со скоростью 3200 об/мин.
с 40 активированными форсунками и различными абсолютными углами потока и впрыскиваемой массой.
Значения расхода подробно описаны и представлены на рисунке 6. Повышение общего давления до статического
Коэффициент отображается как функция коэффициента расхода для шести абсолютных потоков выдува.
исследуемые углы: 30 , 15 , 0 , 15 , 30 и 45 . Видно, что уже
Как видно на рисунке 3, для каждого абсолютного угла впрыска продувка удлиняет рабочий
Диапазон компрессора и одновременно увеличивает производительность компрессора. Это

Machine Translated by Google

также довольно очевидно, что более высокие преимущества достигаются при отрицательных абсолютных углах потока обдува.

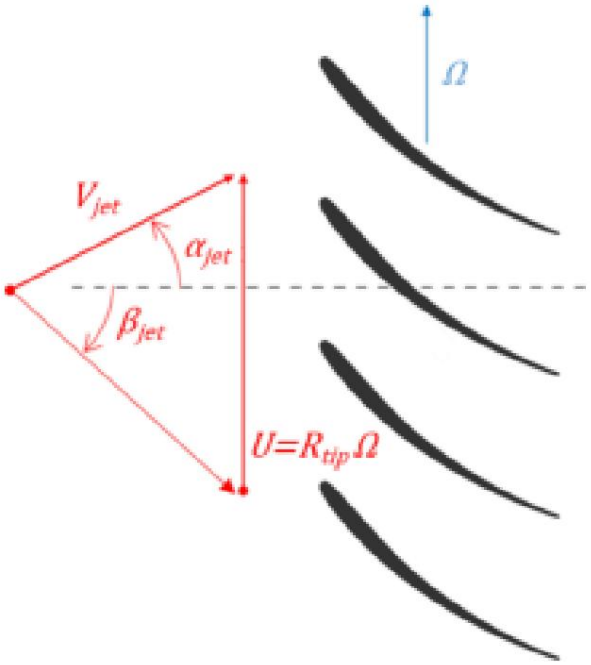


Рисунок 5. Определение и иллюстрация абсолютного и относительного углов потока обдува. Положительные значения угла задаются направлением вращения ротора.

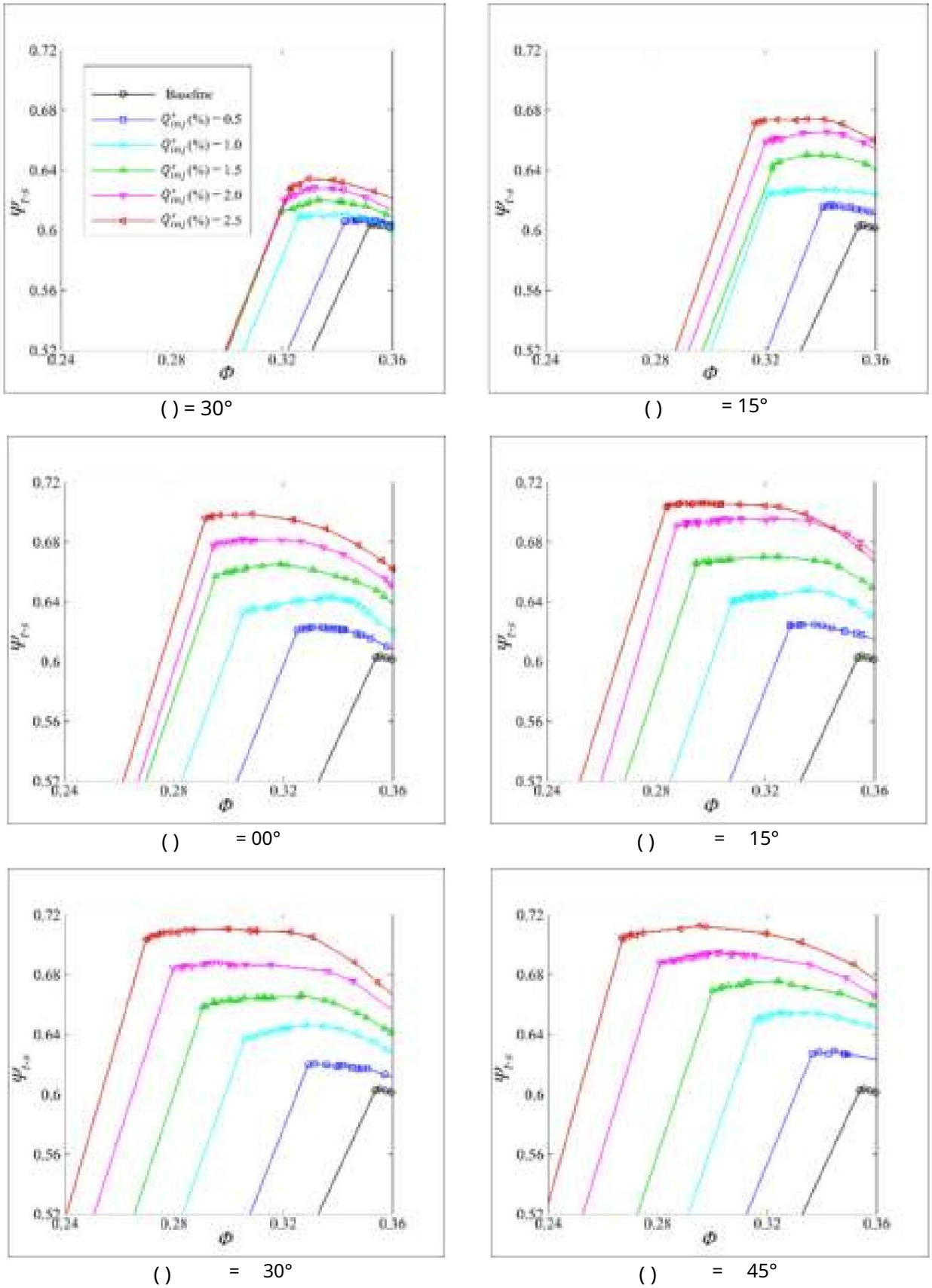
Чтобы исследовать влияние угла обдувающего потока, для каждого эксперимента, представленного на рисунке 6, рассчитывалось улучшение запаса срыва, а результаты представлены на рисун Чтобы облегчить сравнение различных наборов параметров, абсолютная скорость выдува Vjet была масштабирована по скорости кончика ротора. Скорость струи Vjet была получена путем измерений с помощью горячей проволоки, проведенных на форсунках на специальном стенде для испытаний жидкостных приводов -1 -3 [16]. Кроме того, результаты представлены как функция относительного угла обдувающего потока βjet, т. е. угла 4 потока струи, видимого лопаткой, который был получен на основе абсолютной скорости и угла струи, и скорости законцовки ротора с использованием скорости треугольник (см. рисунок 5).

Для большинства протестированных скоростей струи улучшение запаса срыва представляет собой четкое и монотонное увеличение по мере уменьшения относительного угла выдува и в большинстве случаев достигает максимального значения для относительных углов потока в диапазоне от -60° до -70° . Тогда кажется, что он остается относительно постоянным или слегка уменьшается при меньших относительных углах потока.

Влияние скорости вращения было исследовано и представлено на рисунке 8. Улучшение запаса сваливания изображено как функция относительного угла обдува для двух скоростей вращения несущего винта: 3200 и 4500 об/мин. После масштабирования абсолютной скорости выдувания на соответствующую скорость кончика ротора результаты оказались довольно близкими для двух разных скоростей вращения. Вновь ясно очевиден монотонный рост улучшения запаса сваливания с уменьшением относительного угла обдува и достижением плато около -60 и -70 . Следует отметить, что угол впускной лопатки на кончике (изображенный на рисунке 8 вертикальной синей пунктирной линией) этого компрессора составляет 65 . Таким образом, оказывается, что наибольший эффект улучшения запаса сваливания достигается при относительных углах обдува, близких к углу входной лопатки, что согласуется с некоторыми предыдущими экспериментальными наблюден

Это также можно легко объяснить, поскольку этот угол обдува, безусловно, наиболее подходит для уменьшения нагрузки на лопасти на кончике и, таким образом, предотвращения возникновения механизма на кончике, приводящего к срыву вращения.

Machine Translated by Google



( ) = 30° ( ) = 15°

( ) = 00° ( ) = 15°

( ) = 30° ( ) = 45°

Рисунок 6. Кривые производительности, полученные при непрерывной продувке с различными абсолютными продувками 1 углы: (a) 30 , (б) 15 , (в) 0 , (г) 15 , (e) 30 3 и (f) 45 и различные массовые расходы впрыскиваемого газа. 4 значения (40 форсунок активированы и скорость вращения Ω = 3200 об/мин). = 3200

Machine Translated by Google

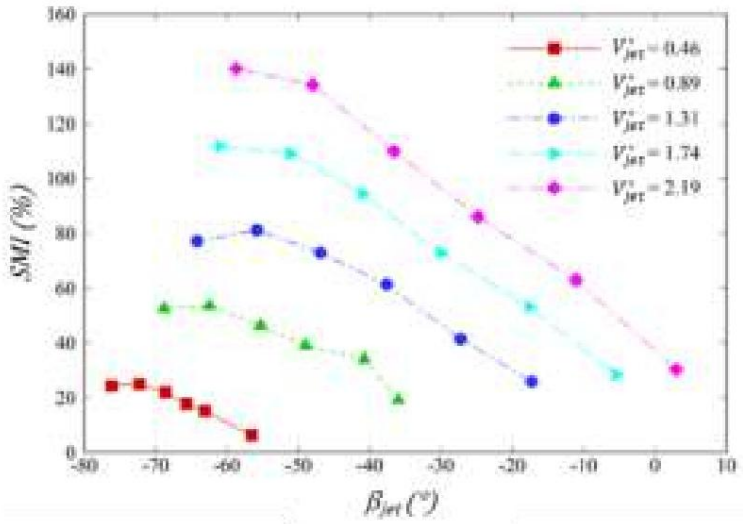
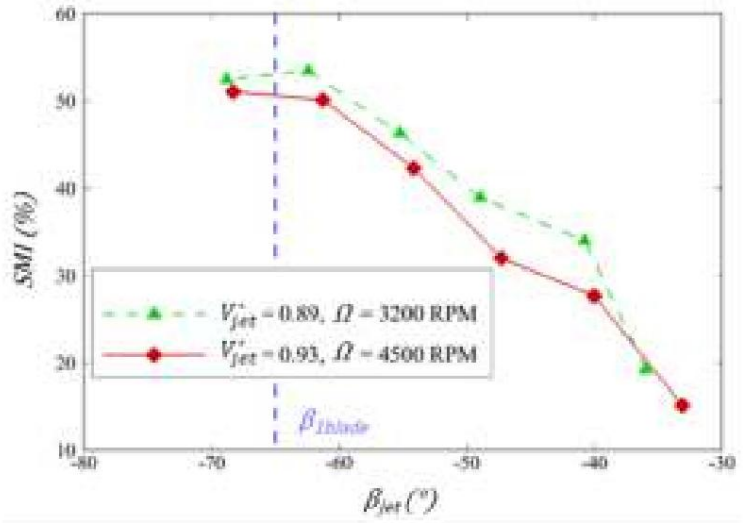


Рис. 7. Влияние относительного угла обдува при активированных 40 форсунках при скорости вращения 3200 об/мин.



6 7

6 7

Рисунок 8. Влияние относительного угла обдувающего потока при 40 форсунках, активированных с различной скоростью вращения.

4. Энергетический

баланс. Основной целью системы управления является повышение запаса прочности компрессора. Дополнительным преимуществом является улучшение повышения давления, обеспечиваемое ступенью компрессора (и, следовательно, увеличение энергии, передаваемой компрессором потоку). Тем не менее, создание струй требует затрат энергии. Баланс мощности, представленный далее, можно рассматривать как чистую выгоду (прирост энергии – стоимость энергии) системы управления. Итак, если оно отрицательное, то использование системы управления обходится дороже, чем приносит прибыль.

Таким образом, баланс мощности (PB) системы управления оценивается путем вычитания Стоимость мощности (PC) продувки к соответствующему коэффициенту усиления мощности (PG), как определено ниже:

$$ПБ = ПГ \quad ПК. \tag{3}$$

–

Что касается стоимости, то это мощность, потребляемая системой обдува. В этом случае мы используем винтовой компрессор для создания давления в воздухе и электромагнитные клапаны для осуществления импульсной продувки. Таким образом, можно оценить стоимость впрыска по электроэнергии, потребляемой всеми этими элементами. Однако сюда входят и многие другие факторы, не представляющие прямого интереса, такие как выбор электромагнитного клапана или способ генерации сжатого воздуха, который впоследствии можно улучшить и который будет

Machine Translated by Google

несомненно, будет отличаться от окончательного решения, встроенного в двигатель. Следовательно, мощность, потребляемая системой впрыска на последнем уровне, оценивается путем оценки аэроулической мощности, добавляемой струями. Обратите внимание, что в этом исследовании температура нагнетаемого воздуха была близка к температуре окружающей среды, так как в системе подачи сжатого воздуха присутствует несколько буферных резервуаров (большой резервуар емкостью 500 л, за которым следуют два меньших резервуара объемом 15 л).

Стоимость мощности (PC) вдува определяется как кинетическая мощность, добавляемая к потоку струями:

$$ПК = Цинь\frac{1}{2}^{2} \quad (4)$$

где Qinj — общий массовый расход впрыскиваемой жидкости, а Vjet — средняя скорость струи на сопло привода.

Прирост мощности (PG) оценивается путем сравнения производительности компрессора с регулированием и без него при расходе, соответствующем последней стабильной рабочей точке без регулирования (см. представление, приведенное на рисунке 9). Точнее, он определяется как разница между полезной мощностью, доступной в жидкости после компрессора с управлением и без него;

$$ПГ = qs \quad = [(\frac{P_{2C}}{\rho_{2C}} + \frac{B_{2C}^{2}}{2} + \frac{2}{2}) - (\frac{П_{2Б}}{\rho_{2B}} + \frac{B_{2Б}^{2}}{2})] \quad , \quad (5)$$

где qs – расход в последней устойчивой рабочей точке перед срывом без регулирования; P статическое давление; V скорость; ρ плотность; а индексы 2, C и B соответственно — ступенчатый выход, управляемая конфигурация и базовая (конфигурация без управления).

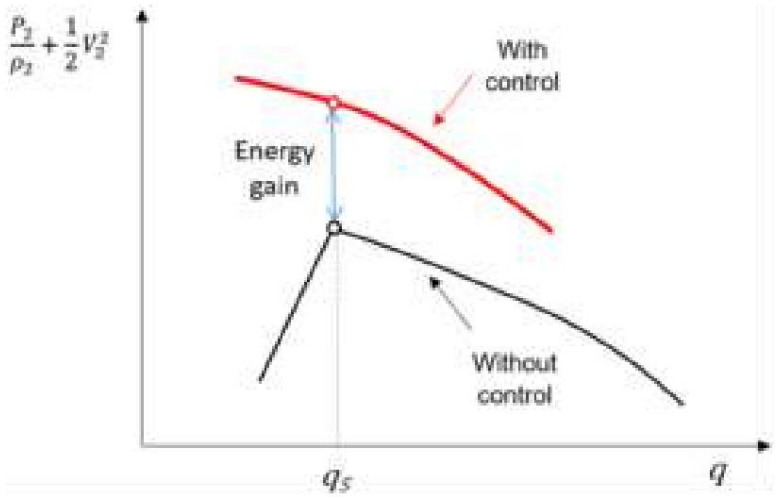


Рис. 9. Выигрыш энергии за счет активной системы управления потоком.

4.1. Непрерывный режим

На рисунке 10 представлены результаты серии испытаний, выполненных на компрессоре, работающем при 3200 об/мин. Все эксперименты, представленные на графике, соответствуют непрерывному обдуву с абсолютным углом обдува $\alpha_{jet} = 30$. Этот абсолютный угол выдува сохранялся до конца исследования, поскольку он позволял достичь наилучшего SMI по причинам , представленным на рисунке 7. Влияние количества используемых инжекторов (N) и общего потока выдува ставка была рассмотрена. На рисунке для каждой протестированной конфигурации показан достигнутый SMI по сравнению с балансом мощности (PB) рассматриваемой стратегии управления На этом графике наиболее интересные точки находятся вверху и справа на рисунке, так как они соответствуют параметрам управления, достигающим значительного SMI при положительном балансе мощности.

Machine Translated by Google

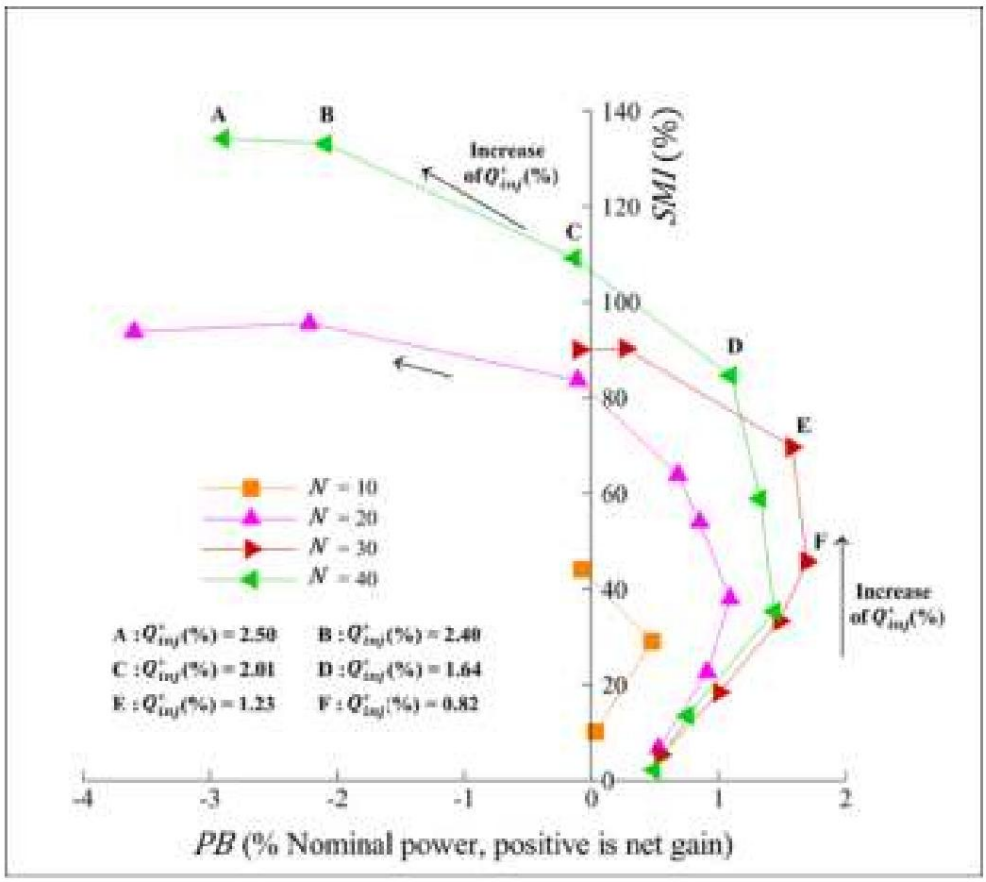


Рисунок 10. СМИ и баланс мощности системы управления. Продувка непрерывная с абсолютным углом впрыска αjet = 30 и скоростью вращения Ω = 3200 об/мин. N — количество активированных форсунок. = 30° = 3200

Некоторые примечательные точки на графике выделены буквами от A до F. Точки A, B и C соответствуют стратегиям, позволяющим достичь наибольшего SMI. Тем не менее, эти конфигурации соответствуют максимальному количеству инжекторов с максимальным расходом (и скоростью) на инжектор. Следовательно, затраты энергии высоки, и энергетический баланс для данного конкретного случая неблагоприятен. Точки D, E и F соответствуют интересным прикладным конфигурациям, поскольку позволяют получить достаточно хороший SMI (от 55% для точки F до 80% для точки D) при положительном балансе мощности, который может достигать 1,8% от номинальной мощности компрессора. .

Все эти наиболее интересные моменты получены для конфигураций с 30–40 активированными форсунками , что означает, что для достижения хорошего компромисса между SMI и положительным балансом мощности необходим хороший угловой охват . Эта необходимость в достаточном угловом охвате была также подчеркнута Suder et al. [8] и совсем недавно Margalida et al. [16,17].
Этот параметр является определяющим для увеличения СМИИ . Похоже, что то же самое относится и к энергетическому балансу.

Второе наблюдение, исходящее из рисунка 10 , заключается в том, что независимо от количества используемых инжекторов, когда расход начинает увеличиваться, SMI и баланс мощности увеличиваются, что приводит к лучшим конфигурациям, таким как точки D, E или F. Когда расход продувки продолжает увеличиваться, SMI продолжает увеличиваться [14], тогда как баланс мощности быстро ухудшается.

На рисунке 11 показано изменение коэффициента усиления мощности (а), стоимости электроэнергии (б) и баланса мощности (в) в зависимости от скорости впрыскиваемого потока. Что можно четко наблюдать, так это то, что прирост мощности невелик при низком расходе впрыскиваемого потока (менее 1%) и что прирост мощности растет почти линейно и быстрее, чем затраты энергии, которые изменяются приблизительно пропорционально кубу скорости струи (или объем впрыскиваемого потока в кубе). Такая эволюция приводит к быстрому росту стоимости для значений выше 1–1,5%, что приводит к быстрой деградации балан

Machine Translated by Google

(Рисунок 11в). На рисунке 11b также можно заметить, что при заданном расходе впрыскиваемой энергии затраты на электроэнергию ниже для конфигурации с большим количеством активированных форсунок: в этом случае расход распределяется между большим количеством форсунок, что приводит к более низкой скорости на единицу количества инжекторов. инжектор и более низкую стоимость согласно уравнению (4).

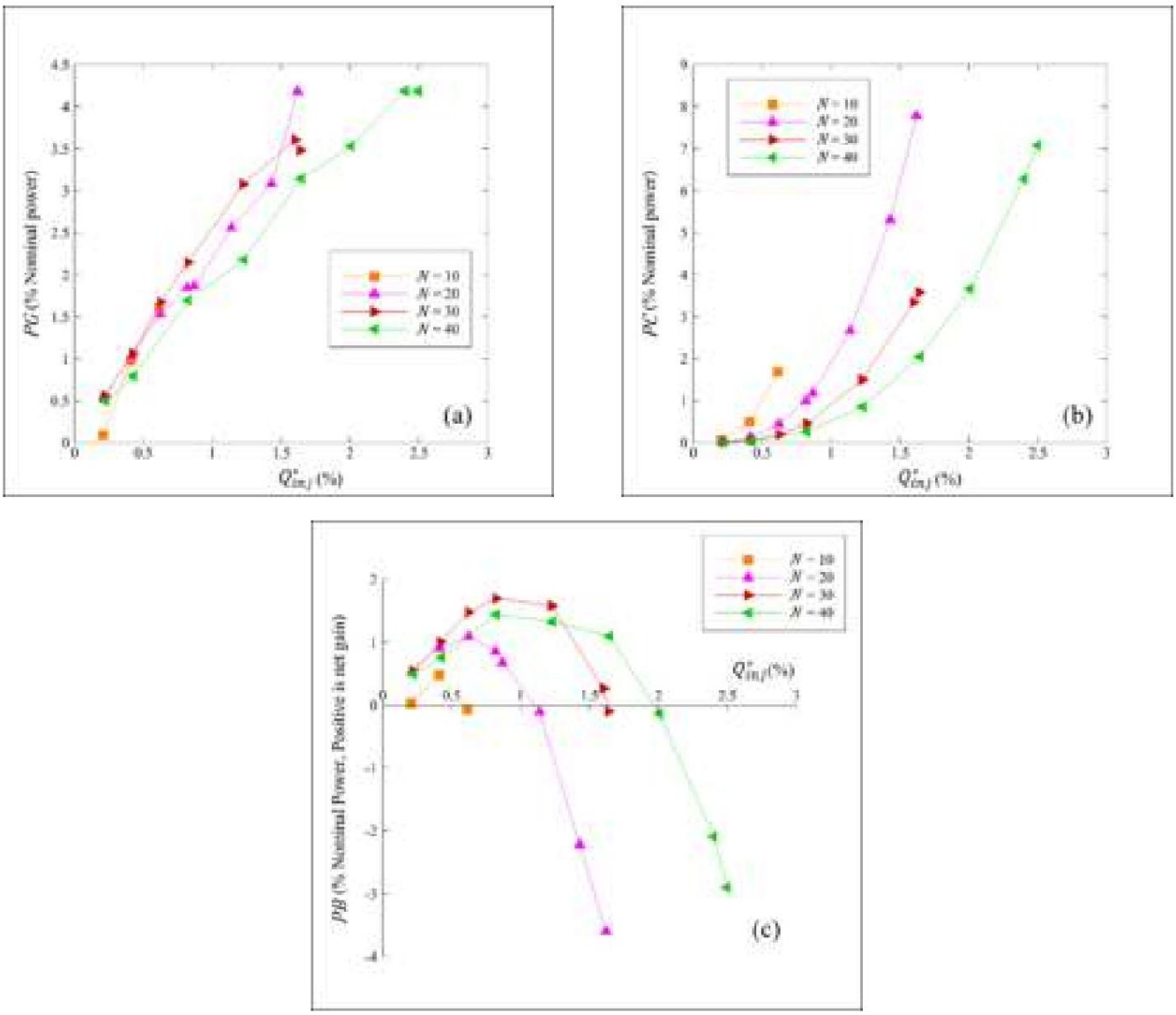


Рисунок 11. Эволюция: (а) прироста мощности, (б) стоимости электроэнергии и (в) баланса мощности в зависимости от скорости закачиваемого потока. Продувка непрерывная с абсолютным углом впрыска αjet = −30° и скоростью вращения Ω = 3200 об/мин.

Тот факт, что баланс мощности положителен в большом диапазоне Q^*_{inj}, указывает на то, что впрыск приводит также к увеличению работы лопатки на вершине и/или уменьшению потерь (профильные потери вблизи вершины, т.к. поток перестраивается в зависимости от угла входа лопатки и, конечно же, из-за потерь, связанных с потоками во вторичных зазорах, как показано в случае изолированной лопатки для некоторых конфигураций обдува [22]).

Machine Translated by Google

4.2. Импульсный режим

На рисунке 12 представлена типичная эволюция улучшения запаса по срыву при частоте срабатывания -3 в импульсном режиме. Обратите внимание, что на рисунке 12 не представлен результат для частот выше 200 Гц, так как за пределами этого значения время срабатывания клапана становится значительным по сравнению с продолжительностью продувки. В этом случае активируются 40 форсунок, а общий массовый расход впрыска поддерживается постоянным (здесь 0,03 кг/с) при различных частотах срабатывания с одинаковым рабочим 30 , циклом (DC = 0,7). Абсолютный угол импульсного обдува и скорость вращения ротора установлена на уровне 3200 об/мин. Видно, что существует сильная зависимость между SMI и частотой срабатывания. Улучшение запаса по срыву растет почти монотонно с частотой и достигает максимума при значении, близком к максимальной частоте, допускаемой системой. Однако это максимальное значение почти уже достигается около частоты срабатывания 200 Гц. Следовательно, представленные результаты при импульсном воздействии соответствуют лучшим результатам по СМИП. Обратите внимание, что в этом исследовании все форсунки пульсировали одновременно, но при этой установке также было возможно изменение срабатывания в окружном направлении (как это уже несколько раз выполнялось ранее в литературе [2]).

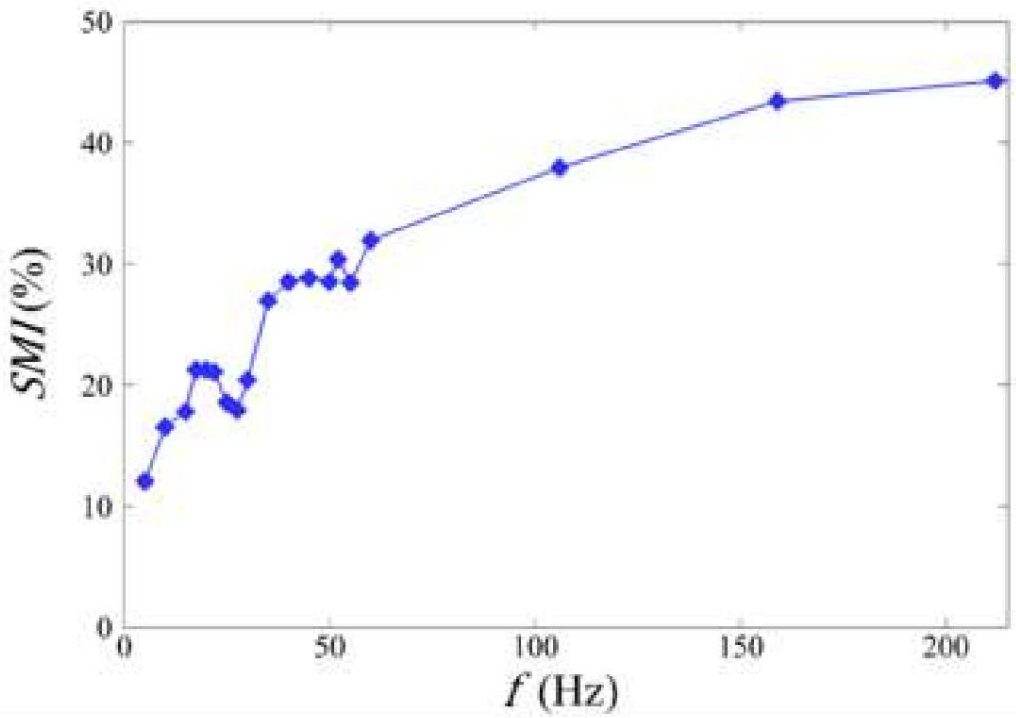


Рис. 12. Эволюция СМИП с частотой срабатывания при импульсном продувке. Количество активированных форсунок N = 40, массовый расход впрыска Qinj = 0,03 кг/с, рабочий цикл DC = 0,7, = абсолютный угол обдува α_{jet} = 30 и частота вращения Ω = 3200 об/мин. τ = 0,03 α_{jet} = 30 Ω = 3200

На рисунке 13 представлено сравнение улучшения запаса по срыву и баланса мощности для нескольких тестов импульсного срабатывания по сравнению с точками, полученными в непрерывном режиме для 30 и 40 активированных форсунок. Абсолютный угол впрыска и скорость вращения поддерживаются постоянными и равными соответственно 30 и 3200 об/мин. Понятно, что преимущество импульсного срабатывания не очевидно с точки зрения SMI, поскольку оно позволяет достигать значений максимум до 50% , что значительно ниже, чем более высокие значения, полученные при непрерывном продувке.

Тем не менее, если учитывать баланс мощности, импульсное срабатывание представляет реальный интерес. Точка H способна при импульсном срабатывании достичь производительности SMI , близкой к той, которая достигается в точке F (при непрерывном продувке), с меньшим расходом, отбираемым из внешней системы, и лучшим балансом мощности.

Machine Translated by Google

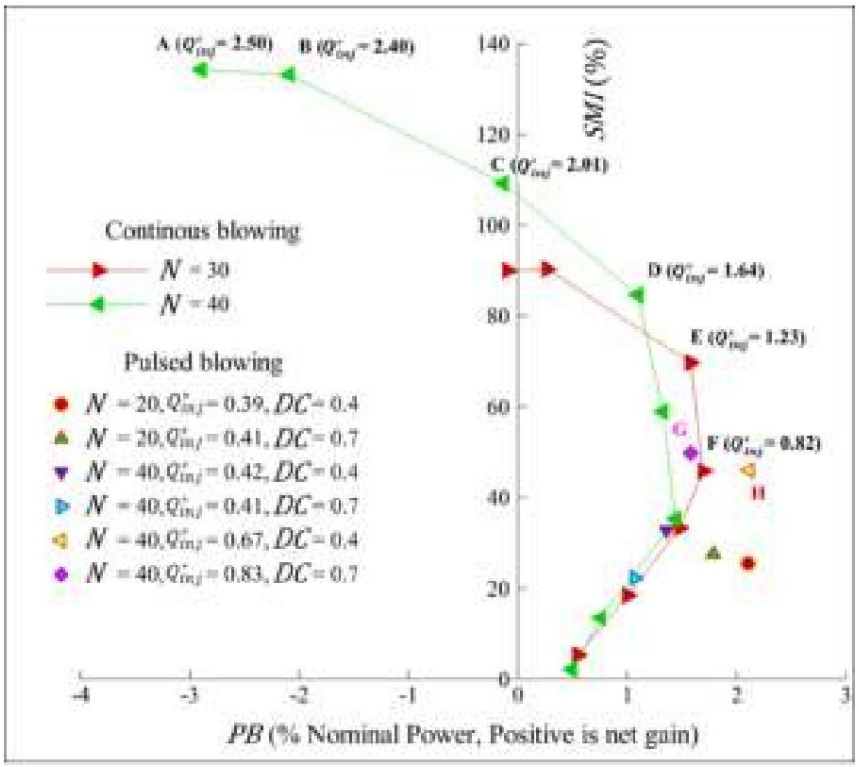


Рис. 13. СМИ и баланс мощности при импульсном и непрерывном продувке с абсолютным углом впрыска $\alpha_{jet} = 30°$ и скоростью вращения $\Omega = 3200$ об/мин.

5. Выводы

В этом исследовании представлены результаты применения управления потоком для улучшения запаса по срыву (SMI) с использованием экспериментального параметрического исследования, проведенного на испытательном стенде одноступенчатого осевого компрессора. Машина оснащена гидроприводами, установленными на корпусе перед ротором. Была проведена серия экспериментов с различными режимами продувки в импульсном и непрерывном режимах. В частности, целью исследования было, во-первых, пролить свет на спорное влияние угла рыскания при дуновении. Во-вторых, это также была возможность провести ранее невиданное исследование энергетического баланса таких методов управления, применяемых к осевому компрессору.

Что касается эффекта угла отклонения от курса, то оказывается, что углы обдува в относительной системе координат, близкие к углу лопасти на кончике, дают наилучшие результаты с точки зрения SMI , поскольку при этом угле обдува струя непосредственно воздействует на лопасть. нагрузка на кончике и, таким образом, предотвращает явления, вызывающие сваливание. Тогда дело не в положительных или отрицательных абсолютных значениях, как часто утверждается в литературе, и это подтверждает некоторые выводы Кефалакиса и др. [7]. Для реальных применений относительный угол обдува не является самым простым параметром для регулировки, поскольку он зависит от скорости обдува, абсолютного угла обдува и скорости ротора. К счастью, высокое значение SMI , по-видимому, достигается в довольно широком диапазоне относительных углов обдува. Это означает, что один абсолютный угол обдува может охватывать несколько рабочих точек.

Что касается энергетического баланса, это исследование показало, что некоторые из конфигураций продувки обеспечивают положительный чистый выигрыш в энергетическом балансе для SMI до 110% и почти до 140% при чистом потреблении энергии. Первые конфигурации предполагают достаточный угловой охват и достигаются при достижении выгодного баланса между положительным эффектом вдува (увеличение ПМИ, снижение потерь) и затратами энергии, необходимой для создания высокоскоростных струй. Преимущество использования импульсной продувки неочевидно с точки зрения SMI , но оно явно интересно для баланса мощности, поскольку некоторые конфигурации допускают положительный баланс мощности в 2% при все еще интересном SMI в 50%.

Machine Translated by Google

Анализ эффективности любой системы управления потоком, посвященный снижению потребление энергии всегда является интересным шагом, поскольку позволяет установить, является ли такое система «оплачивает свое место» в сложной промышленной машине, такой как самолет, где каждый грамм считается. В этом смысле данное исследование является поучительным, поскольку позволяет представить себе различные варианты использования различных протестированных конфигураций. Во-первых, самые высокие баллы СМИ , несмотря на их чистую затраты энергии, могут быть направлены на критические ситуации, когда безопасность и уровень мощности двигателя производительность необходимо поддерживать. Думаешь о взлетно-посадочных случаях и о боевых действиях ситуациях на больших углах атаки, чтобы справиться с эффектами искажения воздухозаборника. Напротив, даже при меньшем SMI конфигурация , демонстрирующая чистый положительный прирост энергии, может быть постоянно используется для повышения общей эффективности двигателей и, таким образом, снижения их воздействие на окружающую среду.

Это исследование представляет собой обнадеживающее доказательство того, что активное управление потоком жизнеспособным с энергетической точки зрения в лабораторном масштабе, то есть на упрощенном, низкоскоростном и одноступенчатом испытательном стенде с использованием приводов с низким TRL. Следующий шаг — воспроизвести и проверить концепцию на реальном двигателе с использованием приводов промышленного класса. Это составляет следующий шаг текущего проекта и будет опубликован в ближайшем будущем.

Вклад авторов: концептуализация, PJ и AD; методология, PJ, OR и AD; программное обеспечение, ГМ и ПиДжей; проверка, JMM, PJ и AD; формальный анализ, JMM, PJ и AD; расследование, ДММ и ГМ; ресурсы, ОР и ГМ; письмо — подготовка оригинального проекта, PJ, AD и ДММ; написание — обзор и редактирование, OR, JMM, PJ и AD; наблюдение, ОР и АД; проект администрация, ОР и АД; приобретение финансирования, AD, PJ и OR. Все авторы прочитали и согласился с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Этот проект (ACONIT) получил финансирование от совместного предприятия Clean Sky 2 в рамках Программа исследований и инноваций Европейского Союза Horizon 2020 в рамках грантового соглашения № 886352.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: данные доступны по запросу.

Благодарности: Мы благодарны техническому персоналу Технологического института искусств и ремесел. в Лилле, Франция, особенно Патрику Оливье и Клоду Ламачу за техническую поддержку и экспертные знания. предоставлено в ходе тестовой кампании.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

AFC	Активное управление потоком	$\alpha_{струя}$	Абсолютный угол обдувающего потока ( )
		$\beta_{струя}$	Относительный угол обдувающего потока ( )
Маржа SM Stall		Вьет	Абсолютная скорость струи (м/с)
Улучшение запаса SMI Stall		Киндж	Массовый расход впрыска (кг/с)
PG	Прирост мощности	Н	Количество форсунок
Стоимость питания ПК		$_{округ\ колибан}$	Рабочий цикл
ПБ	Баланс мощности	ж	Частота движения
П	Давление (Па)	Н	Количество активированных форсунок
V	Скорость (м/с)	Индексы	
ρ	Плотность (кг/м3)	1-2	Вход ступени выход
	Массовый расход (кг/с)	Н	Номинальная рабочая точка
q Ω	Скорость вращения ротора (об/мин)	S	Последняя стабильная рабочая точка
U	Скорость вращения ротора (м/с)	В	Исходный уровень или случай без контроля
П	Степень давления	С	Контролируемый случай
Ф	Коэффициент расхода	х	Осевое количество
Ψ	Коэффициент повышения давления		Количество на кончике лезвия
x	Осевое положение (мм)	$_{наконечник\ в\ середине}$	Количество в середине пролета
Сх	Длина осевой хорды (мм)	т - с	Общее статическое количество

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Мубога, Дж. М.; Маргалида, Г.; Джозеф, П.; Руссетт, О.; Дазин, А. Повышение запаса по перенапряжению за счет непрерывного и импульсного введения наконечника. В материалах 14-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC2020-639, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.
2. Дэй, И. Дж. Столл, всплеск и 75 лет исследований. Я. Турбомах. 2016, 138, 011001. [CrossRef]
3. Хэтэуэй, доктор медицинских наук. Пассивная обработка торцевой стенки для повышения стабильности; Отчет НАСА № TM-2007-214409; Июль 2007 г. Доступно онлайн: ntrs.nasa.gov (по состоянию на 13 октября 2021 г.).
4. Ли, Дж.; Ду, Дж.; Не, К.; Чжан Х. Обзор впрыска воздуха в наконечник для улучшения запаса прочности в осевых компрессорах. Прог. Аэросп. наук. 2019, 106, 15–31. [Перекрестная ссылка]
5. Хьюкин-Смит, М.; Пуллан, Г.; Гримшоу, SD; Грейтцер, Э.М.; Спаковский, З.С. Роль потока утечки наконечника в игольчатом исполнении. Начало вращающегося стойла. Я. Турбомах. 2019, 141, 061010. [CrossRef]
6. Пуллан, Г.; Янг, АМ; Дэй, Эй Джей; Грейтцер, Э.М.; Спаковский З.С. Происхождение и структура вращающегося срыва шипового типа. Я. Турбомах. 2015, 137, 051007. [CrossRef]
7. Кефалакис, М.; Папайлиу, К.Д. Активное управление потоком для увеличения запаса по помпажу осевого компрессора. Turbo Expo Power Land Sea Air 2006, 424, 101–111.
8. Штёссель, М.; Биндл, С.; Нихейс, Р. Впрыск кончика эжектора для активной стабилизации компрессора. Turbo Expo Power Land Sea Air Am. Соц. Мех. англ. 2014, 45608, B02AT37A004.
9. Судер, К.Л.; Хэтэуэй, доктор медицины; Торп, ЮАР; Стразисар, Эй Джей; Улучшение стабильности компрессора Bright, MB за счет использования дискретного наконечника Инъекция. Я. Турбомах. 2001, 123, 14–23. [Перекрестная ссылка]
10. Керн Ф.; Брем, С.; Нихейс, Р. Система впрыска наконечника эжектора для активной аэродинамической стабилизации компрессора. Часть I: Проектирование и эксперимент. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC2017-244, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.
11. Стразисар, А.Дж.; Яркий, ММ; Торп, С.; Калли, Делавэр; Судер, К.Л. Управление остановкой компрессора посредством рециркуляции в торцевой стенке. Турбо Expo Power Land Sea Air 2004, 41707, 655–667.
12. Д'Андреа, Р.; Бенкен, РЛ; Мюррей, Р.М. Управление вращающимся срывом компрессора с осевым потоком с использованием импульсного впрыска воздуха. Дж. Турбомах. 1997, 119, 742–752. [Перекрестная ссылка]
13. Халеги, Х.; Тейшейра, JA; Туси, АМ; Бороманд, М. Параметрическое исследование влияния угла впрыска на повышение стабильности Трансзвуковые осевые компрессоры. Дж. Пропуль. Власть 2008, 24, 1100–1107. [Перекрестная ссылка]
14. Не, К.; Сюй, Г.; Ченг, Х.; Чен Дж. Микровпрыск воздуха и его нестационарный отклик в низкоскоростном осевом компрессоре. Я. Турбомах. 2002, 124, 572–579. [Перекрестная ссылка]
15. Гринблатт, Д.; Выгнански И. Управление отрывом потока с помощью периодического возбуждения. Прог. Аэросп. наук. 2000, 36, 487–545. [Перекрестная ссылка]
16. Маргалида, Г. Анализ экспериментального и контрольного действия охлаждающей жидкости в осевом одноэтапном компрессоре Дюрана « Переход против декрошажа Турнан». доктор философии Диссертация, Высшая национальная школа искусств и ремесел, Лилль, Франция, 2019.
17. Маргалида Г.; Джозеф, П.; Руссетт, О.; Дазин А. Активное управление потоком в осевом компрессоре для повышения устойчивости: на тему Влияние управления потоком на возникновение срыва. Эксп. Жидкости 2021, 62, 1–13. [Перекрестная ссылка]
18. Дазин А.; Джозеф, П.; Романо, Ф.; Галлас, К.; Марти, Дж.; Эгуи, Г.; Стобель, М.; Нихейс, Р. Проект ACONIT: инновационный подход к проектированию активного управления потоком для предотвращения помпажей в газовых турбинах. Конференция ИОП. Сер. Матер. наук. англ. 2021, 1024, 012068. [Перекрестная ссылка]
19. Маргалида Г.; Джозеф, П.; Руссетт, О.; Дазин А. Сравнение и анализ чувствительности параметров предупреждения о вращающемся срыве Обнаружение в осевом компрессоре. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2020, 5, 16. [CrossRef]
20. Вельо, М.; Дазин А.; Буа, Г.; Руссетт, О. Измерения нестационарного давления при возникновении пикового типа в осевом компрессоре: частотно-временной анализ и процедура усреднения. В материалах 11-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC2015-209, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.
21. Вейгль, Х.Ю.; Падуано, JD; Фрешетт, LG; Эпштейн, А.Х.; Грейтцер, Э.М.; Яркий, ММ; Стразисар, А.Дж. Активная стабилизация вращающегося срыва и помпажа в трансзвуковом одноступенчатом осевом компрессоре. В томе 4: Промышленные материалы и металлургия; Керамика; Структуры и динамика; Органы управления, диагностика и контрольно-измерительные приборы; Образование; Ученая премия ИГТИ; Американское общество инженеров-механиков: Орландо, Флорида, США, 1997.
22. Дево, Б.; Фурнис, К.; Брайон, В.; Марти, Дж.; Дазин А. Экспериментальный анализ и моделирование потерь при утечке наконечника Поток при установке изолированной невращающейся лопасти. Эксп. Жидкости 2020, 61, 126. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Экспериментальная проверка аналитической модели конденсации для применения в проектировании паровых турбин†

Флориан Феликс Лапп *, Себастьян Шустер, Саймон Хеккер и Дитер Бриллерт

Кафедра турбомашиностроения, Университет Дуйсбург-Эссен, 47057 Дуйсбург, Германия; s.schuster@uni-due.de (CC); simon.hecker@siemens-energy.com (SH); Dieter.brillert@uni-due.de (DB)
* Адрес для переписки: florian.lapp@uni-due.de †
Эта рукопись представляет собой расширенную версию нашего доклада, опубликованного в материалах 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: В статье представлены экспериментальные данные о пленках жидкой воды, возникающих под действием сдвиговых напряжений, на горизонтальной пластине, образующихся в результате конденсации перегретого пара. Экспериментальные результаты были получены в приложении для экспериментальных многофазных измерений (EMMA) в Университете Дуйсбург-Эссен. Толщина пленки жидкости исследовалась в пространстве и времени с помощью оптической измерительной системы. Кроме того, был определен результирующий локальный коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации для различных скоростей и температур пара. Впоследствии представленные данные сравниваются с результатами аналитической модели конденсации для жидких пленок, вызванных сдвиговым напряжением, разработанной Цессом и Кохом. Таким образом, модель качественно подтверждена, но остаются объяснимые различия между моделью и экспериментом, которые обсуждаются далее. Представленные результаты являются важным вкладом в современные исследования стационарных однокомпонентных многофазных потоков с учетом явлений фазового перехо

Ключевые слова: теплообмен; паровая турбина; конденсат; образование пленки; многофазный поток; изменение фазы

Цитирование: Лапп, Ф.Ф.; Шустер, С.; Хекер, С.; Бриллерт Д. Экспериментальная проверка аналитической модели конденсации для применения в конструкции паровых турбин. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 9. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010009 .

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 16 ноября 2021 г.
Принято: 27 февраля 2022 г.
Опубликовано: 3 марта 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Предыдущие десятилетия принесли огромные изменения в сферу производства и распределения энергии. Обычные электростанции чаще сталкиваются с изменениями нагрузки, а также с увеличением циклов запуска и останова, чтобы обеспечить надежное электроснабжение и избежать крупных перебоев в подаче электроэнергии. Данная услуга реализована за счет установленных мощностей по преобразованию энергии, в первую очередь газовых и паровых турбин. Растущий срок службы оборудования усиливает потребность в обеспечении гибкости при проектировании современных турбин. Получение более глубокого понимания всех физических процессов, влияющих на состояние машины, имеет важное значение для проектирования паровых турбин. Пространственные и временные градиенты температуры являются основными факторами при оценке механической целостности и отказа компонентов. Термические напряжения в сочетании с явлениями фазового перехода, вызванными ранее упомянутыми эксплуатационными событиями запуска и остановки, не являются незначительными. Более того, учет конденсации, связанной с увеличением коэффициентов теплопередачи (KTK), затрудняет процесс проектирования. Особое внимание в отношении конденсации необходимо уделять корпусу турбины и паросодержащим полостям. Тепловое состояние корпуса можно в достаточной степени спрогнозировать для всех возможных сдвигов рабочих точек только с использованием надежных моделей конденсации, включая ГТК.

В этой статье качественно подтверждается существующая аналитическая 2D-модель Цесса [1] и Коха [2] для пленок жидкой конденсации, вызванных сдвиговым напряжением, на полностью смоченной горизонтальной поверхности, которая сравнивается с экспериментальными данными, полученными в ходе экспериментальных многофазных измерений. Заявление (EMMA) в Университете Дуйсбург-Эссен. По мнению Кулкарни [3], на сегодняшний день сопоставимое экспериментальное подтверждение этой модели никогда не проводил

Machine Translated by Google

Это связано с трудностями реализации подходящего эксперимента, отвечающего требованиям теории, а также существенными различиями, существующими между пленочными течениями, вызванными сдвиговым напряжением и гравитацией. Проверка осуществляется путем изменения скорости пара и направлена на повышение точности прогнозирования модели относительно толщины пленки жидкой воды в сочетании с локальными HTC.

2. Аналитическая модель.

Первый новаторский подход в области моделирования конденсации был реализован Нуссельтом [4], описывающим процесс гравитационно-движимой падающей пленочной конденсации на вертикальной переохлажденной стенке относительно параллельного потока пара и атмосферы покоящегося пара. Первое описание конденсационных пленок, вызванных исключительно сдвиговым напряжением, при отсутствии воздействующей объемной силы на вершине горизонтальной поверхности было предоставлено Цессом [1] и Кохом [2]. Этот подход основан на численном решении обыкновенных дифференциальных уравнений для частного случая полубесконечной пластины с параллельным потоком, полученном в результате аппроксимации постоянного давления и пограничного слоя, а также на «подобной» формулировке решения полученной модели. уравнения. Центральным достижением этой модели является предсказуемость толщины конденсирующейся пленки жидкости, вызванной сдвиговым напряжением, в сочетании с локальным распределением HTC на стенках. Математический вывод модели был представлен Цессом [1] и Кохом [2], а дополнительные подходы - Нараином и др. [5], Фан и др. [6] и Кулкарни и др. [3].

Наиболее важным коэффициентом модели является переменная подобия η^+ по Спарроу и Греггу [7]. Это представляет собой центральный параметр для определения дальнейших значений, который рассчитывается как

$$\eta^+ = \frac{3\,c_{p,l}\cdot(T_c - T_в)\cdot p}{Pr\cdot h_{evap}\cdot 0{,}083} \quad (1)$$

с коэффициентом Коха r

$$p = \frac{\rho_l \cdot \mu_{кл}}{\rho_г \cdot \mu_г}. \quad (2)$$

Толщина пленки жидкости δx является одним из основных параметров, полученных из η^+ как

$$\delta x = \eta^+ \cdot \frac{\nu_l \cdot x}{U}. \quad (3)$$

Вторым существенным параметром является локальная стенка-HTC αx,w, определяемая как

$$\alpha_{x,w} = Nu_{x,w}\cdot \frac{\lambda_l}{x} \quad (4)$$

с локальным стеночным числом Нуссельта Nux,w, определяемым как

$$Nu_{x,w} = \frac{1}{\eta^+}\sqrt{Re_{кс,ш}} \quad (5)$$

и локальное пристеночное число Рейнольдса Rex,w было окончательно определено как

$$Re_{кс,w} = \frac{U\cdot x}{\nu_l}. \quad (6)$$

Дополнительные значения, такие как напряжение сдвига стенки τx,w, массовый расход пленки жидкости ml и профиль скорости пленки Uz,l , предоставляются моделью. Эти значения невозможно определить экспериментально; следовательно, ими пренебрегают в подходе к проверке, используемом в этой статье.

Machine Translated by Google

3. Экспериментальное исследование.

Измерения проводились с помощью приложения экспериментальных многофазных измерений (EMMA) в Университете Дуйсбург-Эссен. Лапп и др. В [8] представлены конструкция и имеющийся паровой режим испытательной установки, включая измерительные системы, применяемые для определения толщины пленки жидкой воды, а также локального распределения ГТК. Измерительный участок квадратного сечения площадью A = 2500 мм2 , показанный на рисунке 1, был оборудован оптическим доступом, позволяющим , обеспечить длину наблюдения lx = 250 мм и ly = 50 мм. Благодаря этому доступу инфракрасный интерферометрический датчик от Precitec [9] обеспечивал разрешаемую толщину пленки жидкости в диапазоне 16–2600 мкм с погрешностью линейности ±0,429 мкм.

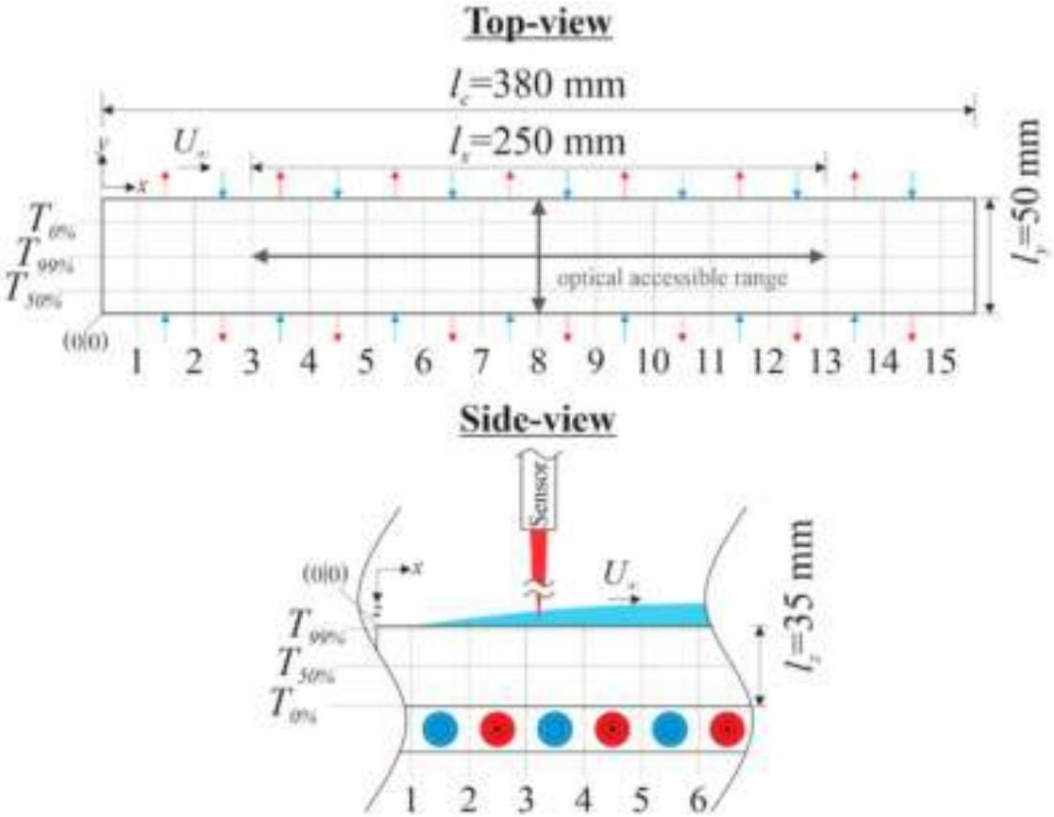


Рис. 1. Измерительный участок с расположением приборов и оптическим доступным диапазоном.

Горизонтально выровненная измерительная пластина lc = 380 мм и lz = 35 мм, изготовленная из нержавеющей стали, была оснащена термопарами (ТП) типа T в 15 осевых положениях, состоящих из 3 ТП в каждом, регистрируя T0% внизу. измерительной пластины, T50% при толщине 50 % высоты измерительной пластины и T99% на 0,5 мм ниже измерительной поверхности с верхней стороны. T0% и T50% использовались для расчета локальной плотности теплового потока, $\dot{q}_x$. Для создания пленочной конденсации на верхней части измерительной пластины необходимый тепловой поток создавался с помощью противоточной теплообменной пластины из алюминия 3.1645 (DIN EN 17007-4 [10]) фирмы Batz+Burgel [11] с 16 водо- Охлаждающие каналы, заполненные гликолем, соединены с внешней холодильной установкой с водяным охлаждением.

Основной целью этой измерительной кампании была проверка аналитической модели, представленной ранее. Поскольку конденсация пленки под воздействием сдвигового напряжения представляет собой термодинамический процесс, на который влияют несколько параметров пара, таких как температура T , давление p и скорость $\dot{U}$, а также условия на границе раздела твердых тел, такие как охлаждающая способность Qc , материал поверхности, средняя шероховатость. Ra и загрязнение, необходимо определить существенные последствия.
Для первоначальной проверки модели в этой статье основное внимание уделяется жидкостно-механическим и термодинамическим граничным условиям.

Machine Translated by Google

Таким образом, материал поверхности и Ra были зафиксированы, и соответствующее влияние было одинаковым в течение всего исследования. В качестве материала стенок использовалась нержавеющая сталь 1.4571 (DIN EN 10027 [12]) компании DEW [13] с теплопроводностью λw = 15 Втм-1K -1. Поверхность была отшлифована и имела среднее значение шероховатости Ra = 1,862 . мкм.

Поскольку эффект загрязнения поверхности оказывает фундаментальное влияние на поведение пленки жидкости, поверхность регулярно очищалась изопропиловым спиртом перед каждой последовательностью измерений, чтобы гарантировать одинаковые условия на протяжении всего исследования.

T , p и U , а также Qc являются термодинамическими переменными, которые необходимо варьировать для достаточной проверки аналитической модели конденсации. Из-за отсутствия воздействующей объемной силы пленка жидкости создается исключительно сдвиговым напряжением за счет массового потока пара на границе раздела жидкость-газ. Следовательно, U является основным фактором, определяющим локальную толщину пленки δx вдоль направления потока, и поэтому исследуется в этой статье.

U изменяется с U ,min = 2,5 м/с до U ,max = 12,5 м/с с шагом 2,5 м/с. Все измерения в этой последовательности проводились при T = 473,15 K, p = 1,1·105 Па и Qc = 1,2 кВт.

При подготовке к каждой серии испытаний вся измерительная секция предварительно нагревалась на 20 K выше температуры насыщенного пара, чтобы обеспечить сухие условия испытаний и изотермическое распределение температуры стенок. После этого измерительную пластинку переохлаждали в течение 30 мин до установления неподвижной пленки жидкости. Полностью смоченная поверхность наблюдалась по всей оптической доступной длине lx = 250 мм в середине рабочего участ Каждый сконфигурированный U исследовался несколько раз, фиксируя линии путем перемещения датчика вверх и вниз по потоку со скоростью 0,75 мм/с и частотой дискретизации 30 Гц. Дополнительные испытания на предмет возможных вейвлет-эффектов на границе раздела жидкость-газ были проведены в 5 положениях на расстоянии 50 мм вдоль ранее упомянутой линии. Каждая позиция записывалась в течение 1 минуты с использованием частоты 1 кГц, чтобы предотвратить субдискретизацию.

4. Экспериментальные результаты и учет погрешностей

Чтобы сформировать основу для точного и достоверного анализа, необходимо подробно обсудить обработку данных измерений, а также погрешности датчиков. Поскольку δx,exp и αx,exp являются центральными измерениями, исследуемыми в этой статье, далее представлен метод анализа .

4.1. Толщина жидкой пленки

δx,exp непрерывно регистрируется вдоль линейной дорожки lx = 250 мм, что приводит к распределению значений толщины, которое необходимо преобразовать в математическую корреляцию для оптимального сравнения моделей. Основываясь на предположениях модели, уравнение (3) аналитически описывает локальную толщину пленки δx как функцию квадратного корня из осевого положения x. Следовательно, рассмотрение подхода корневой функции, по-видимому, приведет к наиболее подходящим результатам аппроксимации кривой, если модель соответствует экспериментальным результатам. На рисунке 2 показан метод аппроксимации кривой квадратного корня при скорости пара U = 12,5 м/с. Преимущество качества корреляции функции квадратного корня, представленное при U = 12,5 м/с, является репрезентативным для всех различных скоростей, что подтверждает применение функции квадратного корня. Также рассматривались экспоненциальная и логарифмическая функции, что приводило к худшим результатам корреляции, чем метод квадратного корня. Коэффициент корреляции R использовался для определения качества подгонки и составлял около R = 0,923 для всех остальных скоростей.

U = 2,5 м/с представляет единственное исключение из достойного качества корреляции: R = 0,165. Одна из причин этого была представлена Kulkarni et al. [3], описывающее минимальный порог скорости для достоверности прогноза модели на уровне 2 м/с. Причину этого можно объяснить силами инерции внутри жидкой фазы, которые не могут быть преодолены сдвиговым напряжением на границе раздела жидкость-газ из-за скоростей пара ниже минимального порогового значения. Следовательно, U = 2,5 м/с не будет далее исследоваться, поскольку находится за пределами применимости модели.

Machine Translated by Google

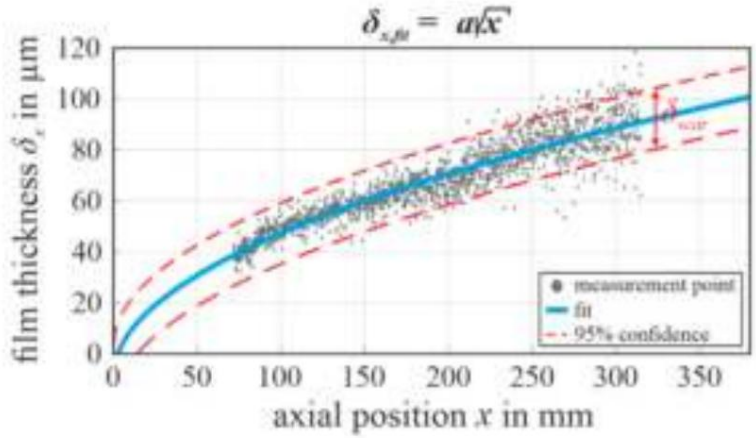


Рисунок 2. Выбранное уравнение аппроксимации кривой, основанное на функции квадратного корня, примерно отображаемое при U = 12,5 м/с.

Для определения погрешности измерений использовался 95%-ный доверительный интервал путем расчета ширины абсолютного доверительного интервала. Это также называется абсолютным рассеянием по толщине δx,scat, точнее, средним рассеянием по толщине δx,scat, усредненным по всей длине пластины. Учитывая все исследованные скорости пара, δx,scat составляет около ±2,622 мкм и, следовательно, в 5,7 раза превышает погрешность линейности датчиков ±0,429 мкм , определенную Precitec [9]. Одной из причин высокого рассеяния δx,exp является видимая вейвлет-флуктуация на границе раздела жидкость–газ в зависимости от δx,exp и U . Этот эффект особенно заметен при высоких скоростях пара. Упомянутые зависимости δx,scat подтверждают теорию о том, что в δx,scat в основном доминирует физически измеримый вейвлет-эффект, который описывает относительно высокий разброс измерений. Как описано ранее, были проведены дополнительные вейвлет-измерения для количественной оценки доли вейвлет-колебаний в пределах δx,scat. В пяти различных положениях локально наблюдается пленка жидкости, определяя непрерывный сигнал толщины. Этот сигнал должен состоять из множества долей синусов\косинусов, если наблюдаемые оптические флуктуации соответствуют возникновению гармонического вейвлета. Таким образом, отфильтрованные локальные сигналы были преобразованы из временной области в частотную с использованием быстрого преобразования Фурье (БПФ), как показано на рисунке 3, в двух осевых положениях. Можно констатировать, что сигнал состоит из множества гармоник базовой частоты 1 Гц с уменьшающейся амплитудой. В положении x = 295 мм максимальная амплитуда δwave,max в три раза превышает амплитуду при x = 95 мм, демонстрируя четкую зависимость от увеличения толщины пленки. Средняя максимальная амплитуда для всех положений и каждой скорости составляла δwave,max = ±3,864 мкм. Результат БПФ доказывает, что среднее рассеяние измерений δx,scat = ±2,622 мкм может быть связано с наличием вейвлет-эффектов на границе раздела жидкость-газ. После этого первые 10 Гц были повторно преобразованы с помощью обратного БПФ, чтобы убедиться, что идентифицированный амплитудный спектр представляет собой исходный сигнал. На рис . 3 представлен преобразованный амплитудный спектр. δwave ,max , которая была идентифицирована с помощью БПФ, может быть найдена в сигнале во временной области. Поскольку инверсный сигнал очень хорошо соответствует исходным данным, можно достаточно предположить подход БПФ, определяющий максимальную амплитуду вейвлета в сигнале толщины пленки. Впоследствии можно утверждать, что δx,scat очень хорошо соответствует δwave,max, подтверждая, что рассеяние вызвано физически измеримым вейвлет-эффектом на границе раздела жидкость-газ. Таким образом, можно сделать вывод, что δx,scat не следует считать ошибкой измерения, поскольку δx,exp можно получить, обеспечив достаточно высокую частоту измерений. Это вейвлет-рассмотрение в качестве примера представлено для случая U = 12,5 м/с. Что касается более низких скоростей пара, можно заметить, что максимальные амплитуды вейвлетов уменьшаются с уменьшением скорости, хотя общая толщина пленки увеличивается. Это можно объяснить тем фактом, что формирование вейвлетов внутри пленки жидкой воды обусловлено исключительн

Machine Translated by Google

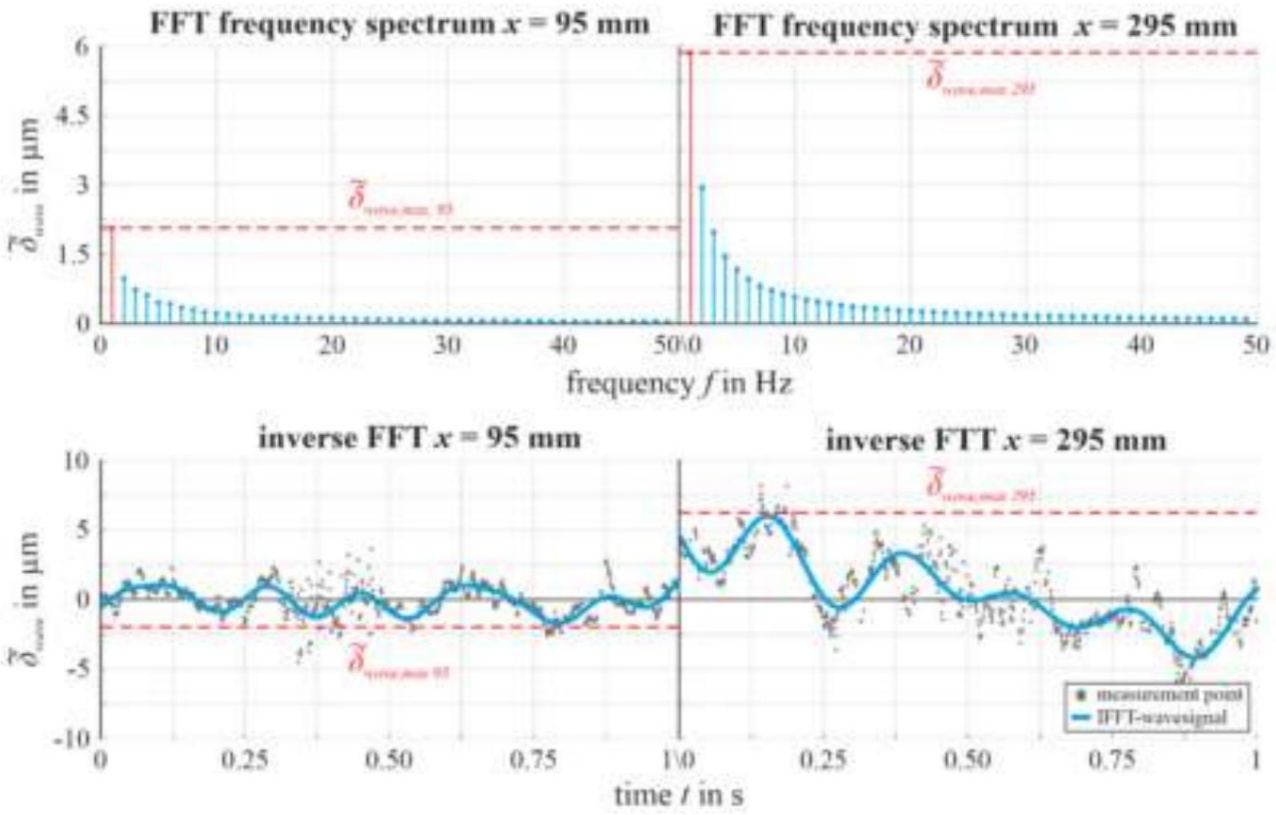


Рисунок 3. Частотный спектр сигналов, обработанных БПФ, которые впоследствии повторно преобразуются для первых 10 Гц в двух осевых положениях, примерно отображается при U = 12,5 м/с.

На рисунке 4 показаны экспериментальные результаты δx,exp, включая аппроксимацию на основе квадратного корня и 95% доверительные интервалы. δx,exp демонстрирует дальнейшую прогрессию для каждой скорости, которая очень хорошо соответствует функции, основанной на квадратном корне. Конденсация начинается в начале охлаждаемой измерительной пластины или немного позже, что физически вероят

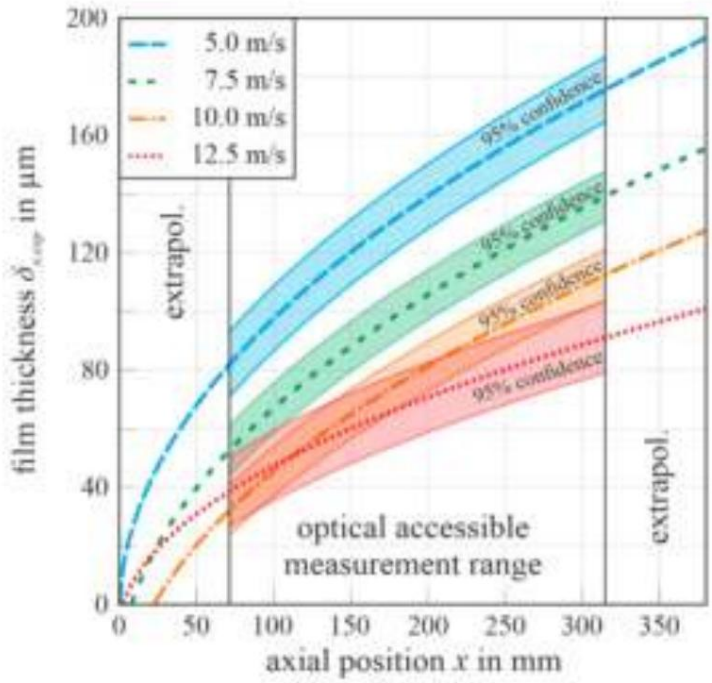


Рисунок 4. Экспериментальные результаты δx,exp , включая аппроксимацию квадратного корня и 95% доверительные интервалы.

Machine Translated by Google

В связи с тем, что осевое начальное положение конденсации экстраполируется на основе данных, записанных в пределах диапазона измерения, на данном этапе это положение служит исключительно критерием правдоподобия и будет дополнительно исследовано. Увеличение δx,exp в зависимости от прогрессирующего положения перелива x можно четко наблюдать для всех скоростей. Кроме того, уменьшение U приводит к увеличению δx ,exp. Тот факт, что основной механизм, приводящий в действие пленку, обеспечиваемый межфазным сдвиговым напряжением, ослаб, приводит к увеличению времени пребывания пленки жидкости на охлаждаемой пластине, что сопровождается повышенной интенсивностью конденсации. В тренде U = 12,5 м/с можно обнаружить одну отличительную особенность, заключающуюся в большей толщине пленки при x < 120 мм по сравнению с U = 10 м/с. Градиенты развития толщины пленки дают правдоподобные результаты, поскольку увеличение напряжения сдвига приводит к меньшим градиентам развития толщины.

На рисунке 5 представлен результат дополнительного измерения конденсации для решения проблем, связанных с оптическим ограничением в точке инициализации конденсации. Поскольку каждый охлаждающий канал внутри охлаждающей пластины может контролироваться индивидуально, первая половина измерительной пластины во время этого испытания остается неохлаждаемой. Следовательно, начальная точка конденсационной пленки смещается в оптически доступный диапазон измерения и может быть дополнительно исследована. Как и ожидалось, на рисунке 5 показано, что в неохлаждаемой зоне не наблюдается пленки конденсата . Точка начала конденсации расположена при x = 180 мм и, таким образом, находится на 10 мм выше по потоку, чем начало охлаждаемой зоны при x = 190 мм. Это связано с тем, что закаленная измерительная пластина состоит из сплошного материала, и невозможно избежать осевой теплопроводности. Тем не менее, точка начала конденсации, как и начало охлаждаемой области, находятся относительно близко друг к другу, несмотря на эффект размытия осевой теплопроводности пластин. Впоследствии результаты этого эксперимента доказывают, что точка начала конденсации в основном эксперименте расположена в начале измерительной пластины, поскольку пластина и остальная часть измерительной секции имеют соединение фрикционного типа, что приводит к значительно меньшему нагреву. проводимость в осевом направлении.

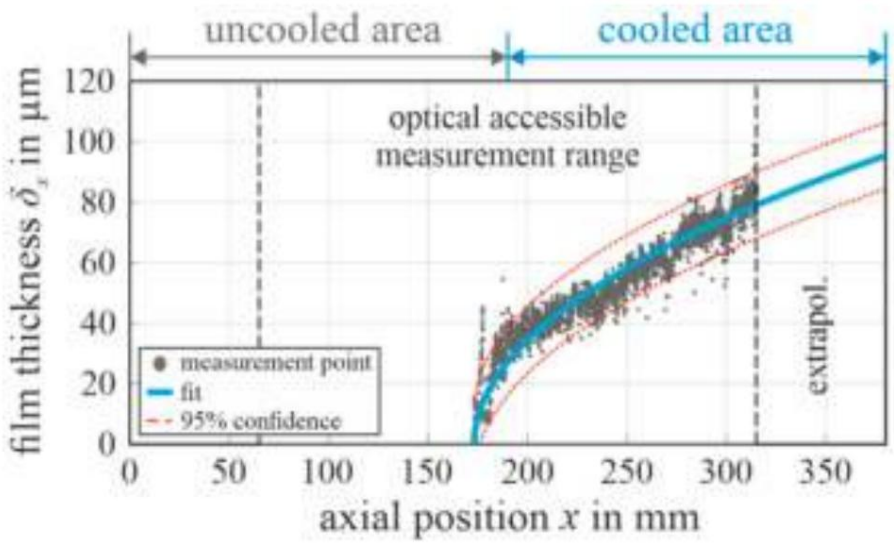


Рис. 5. Экспериментальный результат толщины пленки на пластине, охлаждаемой исключительно во второй половине при U = 10 м/с.

Поскольку область начала конденсации не наблюдалась оптически, необходимо проверить применение метода подбора на основе квадратного корня. Данные измерений на рисунке 5 были аппроксимированы с помощью того же метода квадратного корня, что и представленный ранее. Очевидно , что аппроксимация квадратным корнем соответствует точкам измерения на всей исследуемой территории. Таким образом, доказано, что метод квадратного корня применим для аппроксимации необработанных данных измерений по всему участку измерения.

Machine Translated by Google

4.2. Коэффициент теплопередачи

Определение αx,exp в основном основано на измерении температуры стенки qx , температуры Tw и температуры насыщенного пара Ts . Следовательно, метод разности температур , по сравнению с методом Диллера [14,15], был применен для определения qx путем измерения разницы температур между T50% и T0%. Измеряя T99% на глубине 0,5 мм ниже поверхности, Tw линейно экстраполируется с температурным градиентом между T99% и T50%. В дальнейшем Ts определяют путем измерения статического давления пара p . В целом αx,exp рассчитывается по формуле

$$\alpha_{x,exp} = \frac{\lambda_w(T_{50\%} - T_{0\%})}{l_{z,50\%,0\%}(T_s - T_w)}, \quad (7)$$

включая погрешность измерения, рассчитанную с помощью классического метода распространения ошибки как

$$\alpha_{x,ошибка} = \frac{\alpha_x}{\alpha_x} l_z + \frac{\alpha_x}{T_s} \frac{\alpha_x}{\lambda_w + 2} T_{XX\%} + \frac{T_s}{\lambda_w} + \frac{T_{XX\%}}{\alpha_x} T_w . \quad (8)$$

αx,exp измеряется в 15 равноудаленных точках вдоль измерительной пластины.
Каждая позиция измерения состоит из трех термопар типа T, которые устанавливаются в электроэрозионных отверстиях и имеют размеры T99%, T50% и T0%. Производственный процесс обеспечивает точное позиционирование TK внутри отверстий, что приводит к ошибке позиционирования $l_z = \pm 100$ мкм. Перед монтажом была проведена калибровка всех 45 датчиков температуры в диапазоне 20 C 120 C, что обеспечило погрешность термопары $T_{xx\%} = \pm 0{,}1$ K. Датчик давления имеет погрешность p = ± 1 Па, что приводит к $T_s = \pm 0{,}5$ мК. При этом погрешность теплопроводности оценивалась по точности состава сплава, что приводило к $\lambda_w = \pm 0{,}15$ Втм-1K -1 . В целом, средняя ошибка HTC составляет $\alpha_{x,err} = \pm 1\overline{1}2$, 526 Втм-2K -1. На рисунке 6 показаны экспериментальные результаты αx,exp, включая подгонку на основе степенной функции и неточности измерений. Датчики на T99% потеряли связь со стеной из-за неисправности монтажа в первой позиции измерения, x1 = 15,5 мм, а также девятой позиции измерения, x9 = 215,5 мм. Оба результата не рассматривались = axb . в корреляционном подходе, основанном на функции αx, f it Все распределения αx,exp демонстрируют регрессивный спад из-за увеличения осевого положения x. В пространстве можно наблюдать очевидную обратную зависимость между αx,exp и δx,exp . Кроме того, обе величины являются функцией U .

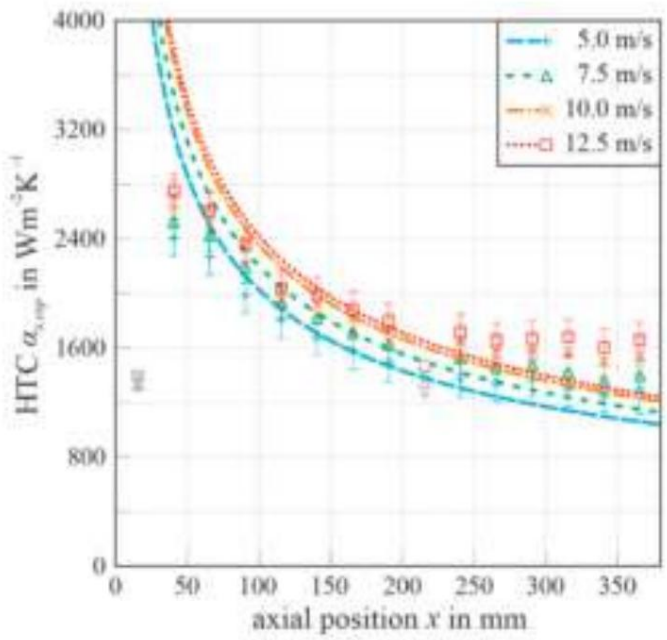


Рисунок 6. Экспериментальные результаты αx,exp, включая аппроксимацию на основе степенной функции.

Machine Translated by Google

5. Проверка модели

Центральной целью данной статьи является экспериментальное подтверждение теоретически рассчитанных значений δx и αx с учетом изменения скорости пара. На рис. 7 представлено сравнение теоретических и экспериментальных данных по δx (а) и αx (б) .

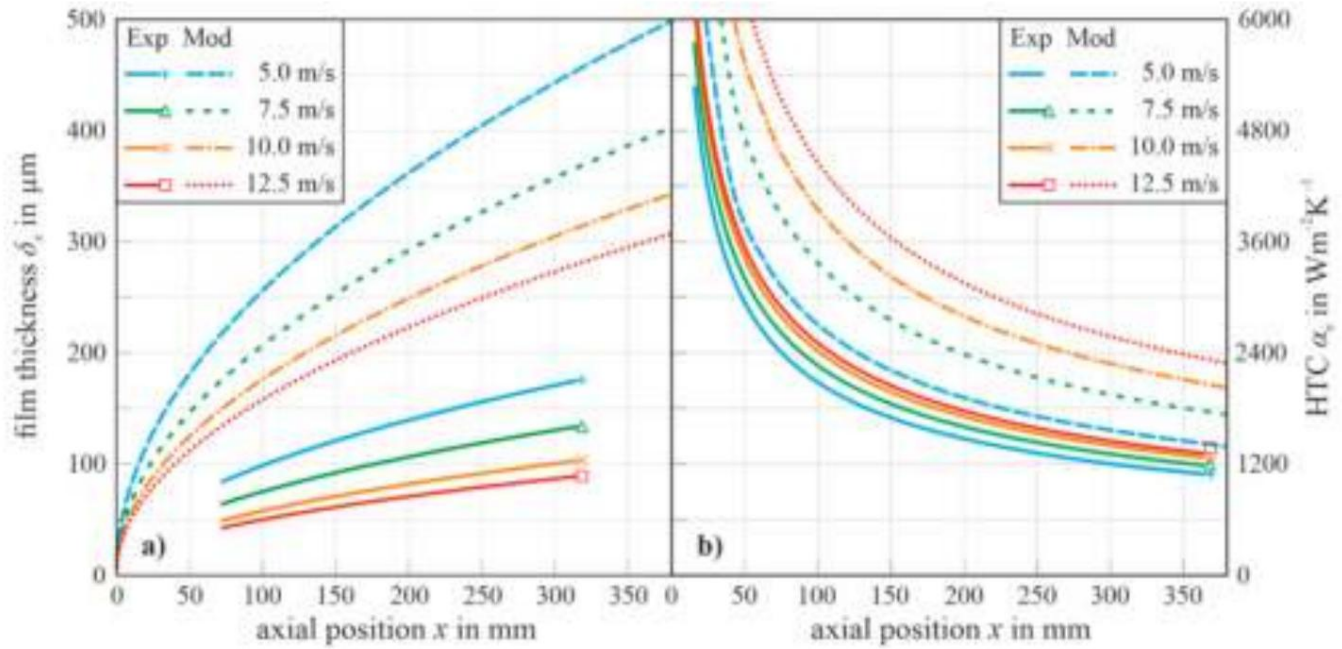


Рис. 7. Сравнение экспериментальных и теоретических результатов относительно (а) δx и (б) αx.

В случае толщины пленки жидкости можно заметить, что обратнозависимый от скорости ход уменьшения δx,exp был аналогично предсказан теоретической моделью. Более того, пространственный рост δx с ростом x также был достаточно предсказан. Толщина, предсказанная моделью, в целом была в 2,3 раза выше, чем у экспериментально исследованных пленок, что составляет основное различие между моделью и экспериментом. Возможной причиной этого могло быть влияние экспериментального перегрева пара на 100 K выше температуры насыщенного пара, который необходимо применить для предотвращения вторичной конденсации на боковых стенках. Дополнительная доля перегретой энтальпии, которую необходимо передать, помимо скрытой теплоты, оказывает нагревательный эффект на жидкую фазу, тормозя процесс конденсации и приводя к пространственному уменьшению количества конденсата. Впоследствии можно заявить, что предсказания теоретической модели правдоподобны и качественно подтверждены с учетом фундаментального влияния локального положения x и U .

Что касается HTC αx, качество прогнозирования модели очень похоже на случай δx . Предсказанное теоретически локальное уменьшение αx в направлении потока качественно подтверждается экспериментальными результатами. Кроме того, влияние изменения скорости еще раз подтверждает качественную достоверность модели. Основное различие между моделью и экспериментом проявляется в пространственном градиенте. Модель предполагает полубесконечную пластину с особенностью на переднем крае. В теоретическом расчете αx,mod x появляется в знаменателе, что приводит к сингулярности с бесконечным HTC. Поскольку передний край реальной измерительной пластины контактирует с впускной секцией, высокие значения HTC в осевой начальной позиции конденсации приведут к аксиальной теплопроводности в напр Следовательно, αx,exp демонстрирует пониженный градиент ГТК в начале пластины. Еще одно несоответствие между моделью и экспериментом наблюдается в различных градиентах в осевых положениях ниже по течению. Модель предсказывает более резкое снижение HTC для всех скоростей по сравнению с экспериментом, который показывает кажущееся поведение насыщения.

Machine Translated by Google

Это можно объяснить физической толщиной измерительной пластины, которая необходима для измерения градиента температуры и определения αx,exp. Плотность материала пластины неразрывно связана с возникновением теплового потока в осевом направлении, вызывающего гомогенизацию распределения ГТК. В дальнейшем модель качественно можно считать обоснованной, аналогично случаю δx.

6. Выводы и перспективы

В этой статье представлены экспериментальные данные для пленок жидкой воды, вызванных сдвиговым напряжением, на горизонтальной полностью смоченной поверхности. Кроме того, эти данные были использованы для качественной проверки аналитической модели конденсации Цессом (1960) и Кохом (1962). Эта модель никогда ранее не проверялась, и экспериментальные результаты подтвердили качественное предсказание толщины жидкой пленки δx, а также локального распределения ГТК αx. Относительно толщины пленки жидкости можно сделать следующие выводы:

- δx увеличивается как функция квадратного корня от прогрессирующего положения перелива x для всех скоростей.
- Уменьшение U приводит к увеличению δx . • Что касается δx, модель завышает значения толщины в коэффициенте 2,3 по сравнению с экспериментальными результатами из-за отсроченного температурного режима пара между моделью и экспериментом.

Наконец, относительно коэффициента теплопередачи можно сделать следующие выводы:

- αx показывает регрессивное снижение в зависимости от увеличения осевого положения x.
- В пространстве можно наблюдать очевидную обратную зависимость между αx и δx . Кроме того, обе величины являются функцией U . • По прогнозам , осевой градиент αx будет выше экспериментальных результатов.

Результаты этой статьи вносят ценный вклад в надежность хорошо применяемой и широко распространенной модели конденсации Цесса и Коха. Эта модель является неотъемлемой частью описания процессов конденсации, помимо экспериментально подтвержденной теории пленки Нуссельта. Доказав качественную достоверность этой модели конденсации, основанной на сдвиговом напряжении , надежность прогноза была существенно повышена, что позволило дать всестороннее описание случаев конденсации в отношении количества жидкого конденсата, а также связанного с ним распределения HTC в процессах проектирования паровых турбин.

Вклад автора: Концептуализация, FFL; методология, ФФЛ; программное обеспечение, ФФЛ; валидация, FFL; формальный анализ, ФФЛ; расследование, ФФЛ; ресурсы, ФФЛ; курирование данных, FFL; письмо — подготовка оригинального проекта, FFL; написание — рецензирование и редактирование, СС, ШХ и БД; визуализация, ФФЛ; надзор, СС; администрирование проектов, БД; приобретение финансирования, DB и SH. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Этот проект является частью совместной исследовательской программы AG Turbo, номер контракта 03ET7092I. Расследование было поддержано Федеральным министерством экономики и энергетики (BMWi), а также Siemens Energy AG, Muelheim adR, Германия.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Номенклатура

Площадь		м2	Re	число Рейнольдса	
КП	удельная теплоемкость при const.	$\frac{Дж}{кгК}$	Т	температура пара	К
ч	давление, энтальпия	$\frac{Дж}{кгК}$	U	скорость пара	$\frac{м}{с}$
м	массовый расход	$\frac{кг}{с}$	х	осевое положение	м
Число Нуссельта	l длина	α		коэффициент теплопередачи толщина	$\frac{Вт}{м2К}$
давление пара		м	δ	пленки	м
	р	Па	η	переменная подобия	λ
Число Прандтля		теплопроводность			$\frac{Вт}{мК}$
д	плотность теплового потока	$\frac{Вт}{м2}$	μ	динамическая вязкость	Па·с
Q	тепловой поток/хладопроизводительность	W	ν	кинематическая вязкость плотность	$\frac{м2}{с}$
р	Коэффициент Кох		ρ	τ	$\frac{кг}{м3}$
Коэффициент корреляции	R	напряжение сдвига			Па
Среднее значение шероховатости	Ra	м			

Индексы

	условия потока пара	scat	рассеяние
с	погрешность/		волна вейвлет
ошибаться	погрешность		со стеной
	охлаждающей пластины	х	направление x — горизонтально, параллельно потоку
	испарение испарение эксп	й	направление y — горизонтальное, ортогональное потоку
	экспериментальный	я	направление z — вертикально, ортогонально потоку.
г	газообразный л		0% Поз. при 0% изм. высота пластины
	жидкость макс . максимум		50% Поз. при 50% изм. высота пластины
	середина- средний		99% Поз. на 0,5 мм ниже изм. поверхность
	мин минимум	+	безразмерный
	насыщенность		амплитуда
с	модели мода		средний

Ссылки

1. Цесс Р.Д. Ламинарно-пленочная конденсация на плоской пластине в отсутствие массовой силы. З. Энджью. Математика. Физ. 1960, 11, 423–433. [Перекрестная ссылка]
2. Кох Дж. Конденсация пленки в потоке пограничного слоя с вынужденной конвекцией. Межд. J. Тепломассообмен. 1962, 5, 941–954. [Перекрестная ссылка]
3. Кулкарни, С.; Нараин, А.; Митра, С. Принудительный поток пара, конденсирующегося над горизонтальной пластиной (проблема Cess и Koh): устойчивый и нестационарные решения полной двумерной задачи. Дж. Теплопередача. 2010, 132, 101502. [CrossRef]
4. Нуссельт, В. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. ВДИ-Зс 1916, 60, 541–546.
5. Нараин А.; Лян, К.; Ю, Г.; Ван, Х. Прямое вычислительное моделирование внутренних конденсационных потоков и результаты Достижимость/устойчивость устойчивых решений, их собственная волнистость и чувствительность к шуму. Дж. Прил. Мех. 2004, 71, 69–88. [Перекрестная ссылка]
6. Фан, Л.; Нараин А. Нелинейная устойчивость классической задачи Нуссельта о пленочной конденсации и волновых эффектах. Дж. Прил. Мех. 2006, 74, 279–290. [Перекрестная ссылка]
7. Воробей, Э.М.; Грегг, Дж. Л. Обработка пограничного слоя ламинарно-пленочной конденсации. Дж. Теплопередача. 1959, 81, 13–18. [Перекрестная ссылка]
8. Лапп, Ф.Ф.; Шустер, С.; Хекер, С.; Бриллерт, Д. Испытательная установка многофазных потоков «ЭММА» для исследования локальной теплопередачи Коэффициенты и пленки жидкой воды в условиях влажного пара [GT2020-16307]. В материалах ASME Turbo Expo 2020, Лондон, Великобритания, 22–26 июня 2020 г.
9. Преситек Оптроник ГмбХ. Обзор Интерферометрические точечные датчики — CHRocodile 2 LR; Гаггенау: Бад-Ротенфельс, Германия, 2019 г.
10. DIN – Немецкий институт стандартизации. Номера материалов – Часть 4: Система основных групп 2 и 3: Цветные металлы; DIN EN 17007-4; Beuth Verlag GmbH: Берлин, Германия, 2012 г.
11. Паспорт материала Batz + Burgel GmbH & Co. KG: EN AW–2007 (AlCu4PBMgMN-3.1645); Batz + Burgel GmbH & Co.: Фридберг, Германия, 2019.
12. DIN – Немецкий институт стандартизации. Системы обозначения сталей – Часть 2: Числовая система; DIN EN 10027; Бет Верлаг GmbH: Берлин, Германия, 2015 г.
13. DEW – Deutsche Edelstahlwerke, Specialty Steel GmbH & Co. KG. Технический паспорт, X6CrNiMoTi17-12-2, 1.4571; DEW – Deutsche Edelstahlwerke, Specialty Steel GmbH & Co. KG: Виттен, Германия, 2019 г.

Machine Translated by Google

14. Диллер Т.Е. Прогресс в измерении тепловых потоков. Адв. Теплопередача. 1993, 23, 279–368.
15. Лапп, Ф.Ф.; Шустер, С.; Хекер, С.; Бриллерт, Д. Экспериментальная проверка аналитической модели конденсации для улучшения конструкции паровой турбины с точки зрения требований к гибкости. В материалах 14-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC2020-562, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Чувствительность Рейнольдса к эффекту прохождения следа на LPT Каскад с использованием методов спектрального/hp-элемента †

Андреа Кассинелли [1], Андрес Матео Габин [2], Франческо Монтомоли [1], Паоло Адами 3 , Рауль Васкес Диас [4] и Спенсер Дж. Шервин 1,*

1 Факультет аэронавтики Имперского колледжа Лондона, Лондон SW7 2AZ, Великобритания; andrea.cassinelli.93@gmail.com (AC); f.montomoli@imperial.ac.uk (FM)
2 Школа авиационной и космической техники, Политехнический университет Мадрида, 28040 Мадрид, Испания; andres.mgabin@upm.es
3 Rolls-Royce Deutschland, 15827 Далевиц, Германия; Паоло.Адами2@Rolls-Royce.com
4 Rolls-Royce plc., Дерби DE24 8ZF, Великобритания; Рауль.Васкес@Rolls-Royce.com
* Переписка: s.sherwin@imperial.ac.uk

† Данная статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в журнале Proceedings of the European Turbomachinery. Конференция ETC14 2021, доклад № 606, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Методы Навье-Стокса, усредненные по Рейнольдсу (RANS), продолжают оставаться основой проектирования на основе CFD; однако недавняя разработка неструктурированных решателей высокого порядка и построения сеток алгоритмы в сочетании со снижением стоимости инфраструктуры высокопроизводительных вычислений потенциально могут позволить внедрение высокоточного моделирования в цикл проектирования, взяв на себя роль виртуальной аэродинамической трубы. Требуется обширная проверка и проверка в широком пространстве проектирования. Это сложно по ряду причин, в том числе из диапазона условий эксплуатации, сложности промышленных геометрии и их относительное движение. Репрезентативный каскад промышленных турбин низкого давления (ТНД) с учетом взаимодействия прохождения следа анализируется с использованием несжимаемого решателя Навье – Стокса. реализован в рамках спектральной/hp- элементной структуры Nektar++. Смоделирован эффект прохождения планки используя метод спектрального элемента/сглаженного профиля Фурье. Чувствительность Рейнольдса проанализировали, уделив особое внимание динамике отрыва пузырька на всасывающей поверхности, а также как средние свойства потока, профили следа и оценки потерь. Основные выводы сравниваются с экспериментальными данными, показывающими согласие в прогнозировании прохождения следа и потерь поперек весь диапазон режимов течения, последний в пределах 5% от экспериментальных измерений.

Ключевые слова: эффект прохождения следа; чувствительность Рейнольдса; спектральный/хп- элементный метод; высшего порядка; метод сглаженного профиля

Цитирование: Кассинелли, А.; Матео Габин, А.; Монтомоли, Ф.; Адами, П.; Васкес Диас, Р.; Шервин, С.Дж. Рейнольдс: Чувствительность к следам Переходящий эффект на каскаде LPT Использование методов спектрального/hp- элемента. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Мощность 2022, 7, 8. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010008

Академический редактор: Тони Артс

Поступила: 20 июня 2021 г.
Принято: 7 февраля 2022 г.
Опубликовано: 22 февраля 2022 г.

Примечание издателя: MDPI остается нейтральным в отношении юрисдикционных претензий в опубликованные карты и институциональная принадлежность ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/лицензии/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

В газотурбинном двигателе расширение давления за счет высокого и низкого давления. турбин (ТНД) достигается в ряде последующих этапов. Взаимодействие нескольких ступеней роторов и статоров является важнейшим источником детерминированной неустойчивости, которая имеет влияет на механизмы производства потерь, и поэтому это имеет большое значение для проектировщиков. Одно из первых вычислительных исследований эффекта прохождения следа было проведено Ву и Дурбин [1,2], которые представили доказательства того, что входящие следы ответственны за образование продольных структур на напорной стороне.

Впоследствии на LPT был проведен ряд исследований методом прямого численного моделирования (DNS), что внесло дополнительный вклад в понимание эффекта набегающие следы на пограничные слои на стороне давления и на стороне всасывания [3–6]. Подробный обзор Ходсона и Хауэлла [7] резюмирует переход в пограничном слое, индуцированный следом. механизмы в LPT.

Влияние частоты прохождения следа на механизмы потерь было численно исследовано. исследовано рядом авторов. Микеласси и др. [8] создано на основе предыдущей работы [9]

Machine Translated by Google

проанализировать влияние различных типов возмущений притока на потери в серии сжимаемых DNS-симуляций. В частности, они наблюдали влияние трех приведенных частот и двух чисел Рейнольдса (Re2 = 60 000 и 100 000) на различные виды показателей потерь . Было обнаружено, что поведение высоких пониженных частот наиболее эффективно для подавления пузыря отрыва поверхности всасывания, проявляя поведение, очень похожее на высокие уровни турбулентности притока, из-за перемешивания постоянной площади перед передней кромкой.

Сравнение смешанных потерь с потерями в профиле, определенным Дентоном [10], позволило отличить потери, генерируемые в пограничном слое, от потерь, генерируемых в ядре потока в результате перемешивания следа переменной площади. Наибольшая разница была обнаружена при низких уровнях пониженной частоты (1 бар на шаг): в этом случае следы остаются отчетливыми в пределах прохода лопасти и испытывают значительные потери на искажения следа.

Дальнейшее моделирование LES [11] продемонстрировало совокупную важность снижения частоты и коэффициента расхода на потери. Эти важные параметры конструкции влияют на частоту, с которой приходящие следы воздействуют на каскад, а также на наклон следа. Было обнаружено, что нормальное расстояние между приходящим следом очень хорошо коррелирует со смешанными потерями, что еще раз подтверждает, что слияние следа (которое приводит к турбулентному поведению набегающего потока) обычно полезно для уменьшения нестационарных потерь. Этот подход может быть важно использован для оптимизации конструкции, поскольку различные комбинации пониженной частоты и коэффициента расхода фактически являются следствием параметров конструкции, таких как скорость вращения и скорость потока.

В рамках продолжающихся усилий по разработке проверенных возможностей несжимаемой DNS для турбомашиностроительной отрасли с использованием методов спектральных/hp-элементов настоящая работа основана на консолидированном опыте [12–14] в использовании программной среды с открытым исходным кодом Nektar++ [12–14]. 15] для промышленного применения. Эффект прохождения следа анализируется в контексте репрезентативного исследовательского профиля LPT с особым акцентом на чувствительности Рейнольдса переходного механизма на всасывающей поверхности и прогнозировании потерь. Оптимальная и наиболее реалистичная степень реакции соответствует сокращенному частотному диапазону, где нестационарные потери максимальны [11], на который нацелена данная статья. Наличие экспериментальных данных по траверсам следа на анализируемых режимах течения позволяет количественно оценить точность численного подхода.

Статья организована следующим образом: во-первых, представлено краткое введение в численную настройку и стратегию моделирования следа. В дальнейшем динамика потока на всасывающей поверхности характеризуется на различных фазах цикла прохождения следа. В следующих разделах основное внимание уделяется усредненным по времени эффектам прохождения следа, анализу распределения стенок лопасти, профилям следа и смешанным измерениям, а также проведению сравнения с высокоточными экспериментальными данными. В заключение статьи приводятся замечания о достоверности представленных результатов.

2. Методы

2.1. Численный подход.

Уравнения Навье–Стокса для несжимаемой жидкости.

$$\frac{\partial u}{\partial t} = (u \cdot \nabla)u \qquad \nabla p + \nu \nabla^2 u \qquad \text{в } \Omega, \tag{1}$$

$$\nabla \cdot u = 0 \qquad \text{в } \Omega, \tag{2}$$

были дискретизированы с использованием структуры спектральных/hp- элементов Nektar++ [15]. Решатель использует жестко стабильную дискретизацию по времени [16], которая разделяет поля скорости и давления, также известную как схема коррекции скорости [17]. В этой формулировке конвективные члены рассматриваются явно, тогда как вклады давления и вязкости рассматриваются неявно; следовательно , устраняются ограничения устойчивости, которые в противном случае были бы связаны с вязким шагом по времени.

Анализ тестовых случаев при высоких числах Рейнольдса с недостаточно разрешенными сетками требует использования методов стабилизации: если диссипативные масштабы при высоких волновых числах не

Machine Translated by Google

полностью решена, накопление энергии может привести к отклонению решения. Спектральная исчезающая вязкость (SVV) была предложена Tadmor et al. [18] как метод добавления искусственной диффузии к потенциально нестабильным масштабам с недостаточным разрешением. Поскольку колебания, вызывающие расхождение решения, возникают на субэлементном уровне, SVV представляет собой метод стабилизации, который действует на уровне подсетки без введения какой-либо явной модели.

Формулировка DG-Kernel SVV, предложенная Moura et al. [19,20] было принято для обеспечения численной стабильности в спектральных/hp -плоскостях, в то время как традиционное экспоненциальное ядро использовалось в разложении Фурье в направлении вдоль размаха. При использовании такого подхода стабилизации лучшая разрешающая способность достигается за счет увеличения порядка полинома (как с точки зрения диффузионных, так и дисперсионных свойств), а не уменьшения размера базовой сетки. Как показано в более ранней работе Cassinelli et al. В [12] при Re = 88 000 принятый порядок полинома достаточно высок, чтобы SVV не влиял на интересующую физику потока . Для всех расчетов был принят подход спектрального/hp устранения помех, пр

Реализация спектрального/hp- элемента в настоящей работе основана на элементах типа Тейлора-Худа , где поле непрерывного давления C вычисляется на один полиномиальный порядок ниже , чем непрерывные переменные скорости C. Более подробная информация о численной методологии, 0 разрешении сетки и свойствах сходимости обсуждалась Cassinelli et al. [12,22].

2.2. Настройка LPT с Wake Passing

Наличие экспериментальных данных мотивировало выбор режимов течения при анализе. Были рассмотрены три числа Рейнольдса: Re2 = 86 000, 157 000 и 297 000, основанные на смешанной скорости выхода U2 и периметре поверхности всасывания S0. Исследовательский каскад LPT в анализе масштабируется по истинной хорде и скорости притока, так что C = 1 и U = 1.

Эффект прохождения следа экспериментально воспроизведен путем включения механизма введения восходящего следа, сбрасываемого из равномерно расположенных цилиндрических стержней, управляемых электродвигателем. Для анализа этого явления фундаментальное значение имеют два безразмерных параметра: приведенная частота Fred и коэффициент расхода Ф, определяемый как:

$$\text{Фред} = \frac{\text{ЮБК}}{\text{PbU2}}, \qquad \Phi = \frac{U_{,x}}{\text{Уб}}, \tag{3}$$

где Ub обозначает скорость стержня, Pb — вертикальное расстояние между стержнями, а $U_{,x}$ — осевая скорость на входе. Эти параметры контролируют скорость стержня (которая влияет на наклон следа, когда он сталкивается с лезвием) и их относительное расстояние. Вместе они влияют на частоту, с которой следы воздействуют на лопасть. Регулировка расстояния и скорости цилиндра позволяет анализировать реалистичные конфигурации, в которых количество роторов и статоров различно. Однако численные эксперименты обычно проводятся с питч- периодическими граничными условиями.

Ограничения, связанные с вычислительными затратами, которые потребуются для моделирования нескольких лопастей, требуют, чтобы шаг каскада Py был кратным расстоянию между стержнями Pb . Следовательно, с вычислительной точки зрения, параметром управления в моделировании является скорость цилиндров. В этом исследовании было смоделировано точное значение пониженной частоты, в то время как параметр потока был задан как следствие одношаговой периодичности (т.е. навязывание Pb = Py). Численные значения, полученные при моделировании, представлены в таблице 1. Относительная ошибка между номинальным коэффициентом расхода и эффективным коэффициентом расхода составляет 6,748%. Меньший коэффициент потока приводит к несколько большему наклону следа по сравнению с экспериментами.

Вводя период прохождения следа Tb = Pb/Ub , время можно выразить как функцию числа периодов m и фазы 0 φ 1: t = mTb + φTb . После переходного периода , составляющего не менее 12C/U , усредненные по времени статистические данные были отобраны за периоды прохождения m = 20 бар (что соответствует T = 24C/U). В фазе φ = 0 стержень расположен в том же положении по тангажу, что и передняя кромка, y/C = 0.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Схема прохождения прутка LPT с параметрами цилиндра в верхней части таблицы.
Re2 = 86 000 моделировалось как со следами притока (IW), так и с турбулентностью притока (IT), в то время как другие
режимы анализируют только ИВ. Время вычислений оценивается на 1000 ядрах суперкомпьютера Archer.
включая постобработку во время выполнения и, таким образом, обеспечивая консервативную оценку.

Ле2	86 000 (ИВ, ИВ+ИТ)	157 000 (ИВ)	297 000 (ИВ)
Фред (на базе S0)	0,624132	0,627675	0,633188
Усим /U	0,705339	0,706414	0,708116
Фсим	1,17731	1,17414	1,16966
α1 [ ]	33,86	33,96	34.08
t	2,5 × 10 5	2,5 × 10 5	2 × 10 5
Время вычисления для T = 1C/U	8 ч 40 мин	8 ч 40 мин	10 часов 45 минут

Плоскости x – y были дискретизированы с разложением высокого порядка при P = 6; область
размаха была установлена равной Lz = Py/4 = 0,21164 C и дискретизирована с помощью Nz = 72 Фурье
плоскостей, что дает 52,67 млн степеней свободы на каждую переменную. Как показано на рисунке 1, эта численная установка
дает разрешение стенки x + < 0,6, z + < 20, y+ < 8 при Re2 = 297 000. Свойства сходимости в
пространстве и времени аналогичной численной схемы в диапазоне статистических
Распределение и свойства ранее тщательно оценивались в случае чистого притока.
при Re = 88 000 [12]. В частности, сходимость плоскости x y анализировалась с помощью
P-уточнение, сообщающее о незначительных расхождениях для порядков расширения P > 5.
Также обсуждалась и дополнительно оценивалась независимость результатов от диапазона размаха.
путем анализа корреляционной функции [22], который показал, что след от лопатки полностью
содержится в выбранной области размаха. Следует отметить, что вышеупомянутое
анализы были проведены в предыдущем исследовании в контексте спокойного притока
среде при режиме потока, соответствующем нижнему концу оболочки Рейнольдса
рассмотрено в настоящем исследовании. Кроме того, поскольку для всех используется одна и та же сетка
Числа Рейнольдса эффективное разрешение ниже при высоких числах Рейнольдса.

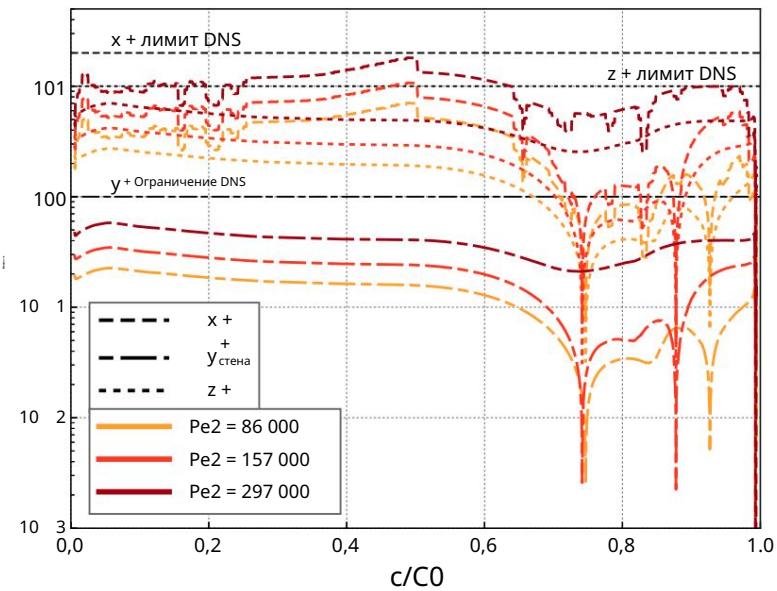


Рис. 1. Разрешение стенок вдоль поверхности всасывания при увеличении Re2 и наступающих следах.

Допускается, чтобы домен по тангажу был кратным домену по размаху.
принятие модифицированной версии алгоритма генерации турбулентности притока Дэвидсона
[23], представленного и проверенного в Nektar++ [13]. Эта реализация позволяет генерировать

Machine Translated by Google

синтетический сигнал скорости, периодический по размаху и по шагу, требующий выбора области размаха, чтобы Ру был кратен Lz.

Случай Re2 = 86 000 анализируется с учетом и без турбулентности притока (помимо дискретных возмущений, сбрасываемых проходящими стержнями). Случай турбулентности притока (IW+IT) потребовал уточненной расчетной сетки для разрешения турбулентных структур, возникших на входе. Эта сетка отличается от сетки IW только областью, расположенной между притоком и уточненной по вертикали линией, где происходит прохождение стержня. Номинальная интенсивность турбулентности притока TI = 3,5% была задана в сочетании с масштабом длины Lt = 0,05C , чтобы гарантировать независимость области.

Алгоритм выбрал 30 мод для дискретизации модифицированного спектра фон Кармана по сравнению с 1024, указанными ранее проанализированными [13]. Вследствие более грубой дискретизации пространства волновых чисел уровень интенсивности турбулентности, эффективно вносимый на входе в расчетную область, ниже предписанного: TI = 2,578%.

2.3. Моделирование эффекта прохождения

стержня Для моделирования эффекта прохождения стержня был выбран метод сглаженного профиля (SPM), впервые предложенный Накаямой и Ямамото [24] . В дальнейшем метод был развит для принятия дискретизации по времени на основе схемы полунеявного расщепления высокого порядка [25,26] и включен в структуру Nektar++ . Обширная предварительная проверка была проведена в докторской диссертации Кассинелли [22] для обеспечения создания реалистичного цилиндрического следа.

В рамках формулировки CSM необходимо выбрать параметр толщины интерфейса для представления жестких частиц. Толщина интерфейса была выбрана для обеспечения точного представления границ CSM (что обусловлено требованиями к разрешению). Вспомогательное исследование было сосредоточено на изменении диаметра цилиндров при фиксированной толщине интерфе
Меньший диаметр стержня d/δ_{SPM} = 0,6 дБ (с db/C = 0,023) давал профили следа и спектральные характеристики, соответствующие характеристикам соответствующего моделирования DNS во всем диапазоне анализируемых чисел Рейнольдса.

Качественный результат эффекта прохождения следа при высоком числе Рейнольдса показан на рисунке 2. Начальная стадия изгиба следа видна на рисунке, в то время как переход поверхности всасывания приводит к полностью турбулентному пограничному слою на задней кромке.

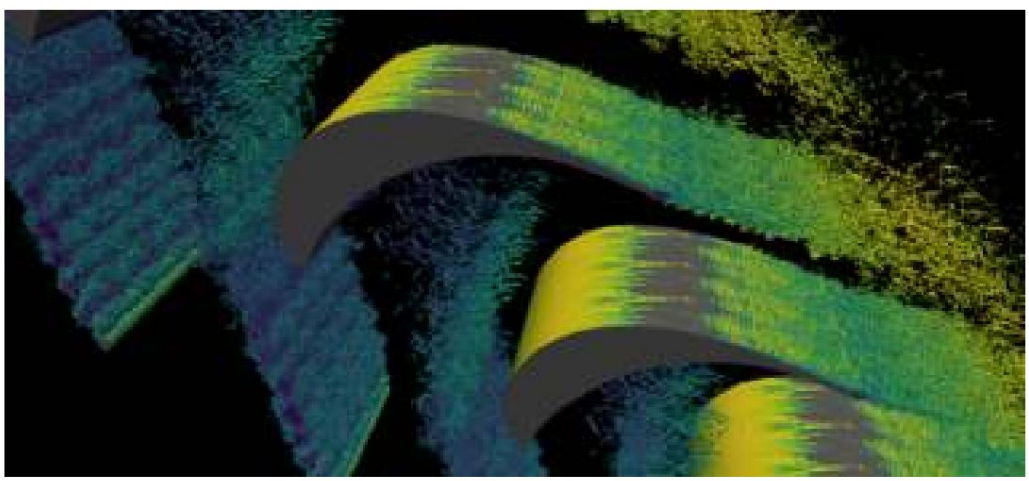


Рисунок 2. Изо-поверхности Q-критерия (Q = 200), очерченные по величине скорости в случае Re2 = 297 000. Расчетная область дублируется для графических целей.

2.4. Низкоскоростные экспериментальные испытания ЛПТ

Нынешнее поколение ЛПТ обычно работает в дозвуковых условиях, характеризующихся числами Маха на выходе Ma2~0,6. Стоимость экспериментальных программ можно существенно снизить, проведя испытания в тихоходных аэродинамических трубах, в практически несжимаемых условиях. Однако распределение давления, как правило, сильно зависит от числа Маха [27]: максимальное число Маха на всасывании в конечном итоге контролирует отрицательное давление.

Machine Translated by Google

область градиентного течения, где возникает большая часть потерь. Поэтому экспериментальные испытания не могут быть проведены на одной и той же форме лопаток и схеме каскада.

Был разработан ряд методов масштабирования, а также более продвинутых стратегий редизайна для получения измененной формы профиля и условий течения [28,29], позволяющих компенсировать эффекты сжимаемости.

Линейный каскад в анализе был перепроектирован, чтобы соответствовать расчетному распределению высоких чисел Маха при испытаниях в несжимаемых условиях, с изменением формы профиля и увеличением угла потока на впуске. Это имеет важные последствия для применимости возможностей, представленных в документе. Одной из основных целей исследования является проверка возможностей виртуальной аэродинамической трубы, а использование решателя потока несжимаемой жидкости не является препятствием: используя методы масштабирования, можно получить реалистичную геометрию LPT с максимальным числом Маха всасывания до 0,6–0,7. точно смоделированы в условиях испытаний на низкой скорости . Однако любые эффекты сжимаемости, даже если они в целом малы, в настоящей работе не учитываются .

3. Результаты

3.1. Доказательства переходного механизма

Операция усреднения по времени маскирует множество явлений течения, происходящих в пограничном слое (ПС) ЛПТ, подверженных приходящим возмущениям, и особенно не позволяет выявить наличие высокоамплитудных событий, предшествующих возникновению турбулентности.
Перед анализом усредненной по времени статистики представлено обсуждение некоторых мгновенных статистических данных потока, чтобы выделить некоторые явления потока, происходящие на всасывающей поверхности каскада.

Рисунок 3 дает качественное представление о динамике поверхности отсасывания на последовательных фазах φ для Re2 = 86 000. Аналогичные соображения можно было бы обсудить для более высоких режимов потока Re2 = 157 000 и 297 000 , но здесь они опущены для краткости. Следы падают на пузырь отрыва поверхности всасывания между φ = 0,25 и φ = 0,375.
Протяженная область слабоотрицательной рециркуляции (бледно-желтая область), видимая при φ = 0–0,125 в интервале s/S0 = 0,7–0,95, в значительной степени подавляется приходящим возмущением. Одновременно при φ = 0,25 слой сдвига скатывается в две отдельные области рециркуляционного потока, как ранее подчеркивалось Микеласси и др. [11]. Верхняя область рециркуляции находится при s/S0 0,85, а нижняя сливается с задней кромкой. Когда след воздействует на отрывной пузырь, область сильного сдвига в верхней части всасывающей поверхности (темно-синяя область) перемещается к задней кромке вслед за набегающим возмущением. При φ 0,375 в присоединенной области течения формируется структура чередующегося высокоскоростного и низкоскоростного потока по размаху, называемая полосами Клебанова, которые играют важную роль в механизме обходного перехода [30,31].

Полосы обнаруживаются на всех проанализированных режимах течения, а масштаб их длины по размаху обратно пропорционален числу Рейнольдса. Механизм образования удлиненных полос на всасывающей поверхности при наличии турбулентности притока недавно подробно обсуждался Чжао и Сандбергом [32]. При прохождении следа генерация полос происходит периодически, и ее влияние на механизм перехода в кормовой части поверхности отсоса проявляется при 0,375 < ? < 0,75.

Характер возмущений, проникающих через сдвиг пограничного слоя, определяется механизмом укрытия сдвига [33,34]: сдвиг пограничного слоя действует как фильтр для высокочастотных вихревых возмущений. Низкочастотные возмущения, проникающие в пограничный слой, способствуют сильному сдвигу, связанному с полосами, которые могут перерасти в турбулентные пятна из-за локализованной вторичной полосовой неустойчивости. Эти шаги характеризуют ранние стадии механизма обходного перехода, описываемого как вторичная неустойчивость поднятых сдвиговых слоев, когда они достигают вершины пограничного слоя и подвергаются высокочастотным возмущениям набегающего потока [30,35].

Лю и др. [36] обсуждали, как физические механизмы, управляющие полосовой нестабильностью, могут быть выявлены с помощью анализа вторичной нестабильности Флоке. Как обсуждал Заки [31],

Machine Translated by Google

при наличии полос Клебанова двумя наиболее неустойчивыми модами пограничного слоя являются внутренняя мода (варикозная неустойчивость) и внешняя мода (извилистая неустойчивость).

На ранних стадиях цикла прохождения следа проникновение полос в пограничный слой еще не достигло области задней кромки (TE). Однако образование неустойчивостей обнаружено при φ 0,25 и выделено на рис. 4 слева; эта область обозначена пунктирным черным прямоугольником на третьей панели графиков ковра Cf , показанных слева Контур завихренности свидетельствует о наличии частичнопролетной KX-неустойчивости, которая быстро поднимается от стенки и развивается поперек края пограничного слоя.

Переменные параллельные колебания скорости согласуются с данными Чжао и Сандберга [32], где они считаются свидетельством нестабильности варикозных полос. Однако в этом случае нестабильность, скорее всего, связана с нестабильностью частичного размаха типа KH, которая естественным образом возникает в отрывном пузыре. На более поздних фазах цикла прохождения следа обнаруживается наличие развитых турбулентных пятен. Однако представленных здесь доказательств недостаточно, чтобы однозначно определить физический механизм нестабильности полос (т. е. извилистый или варикозный), предшествующий возникновению пятен.

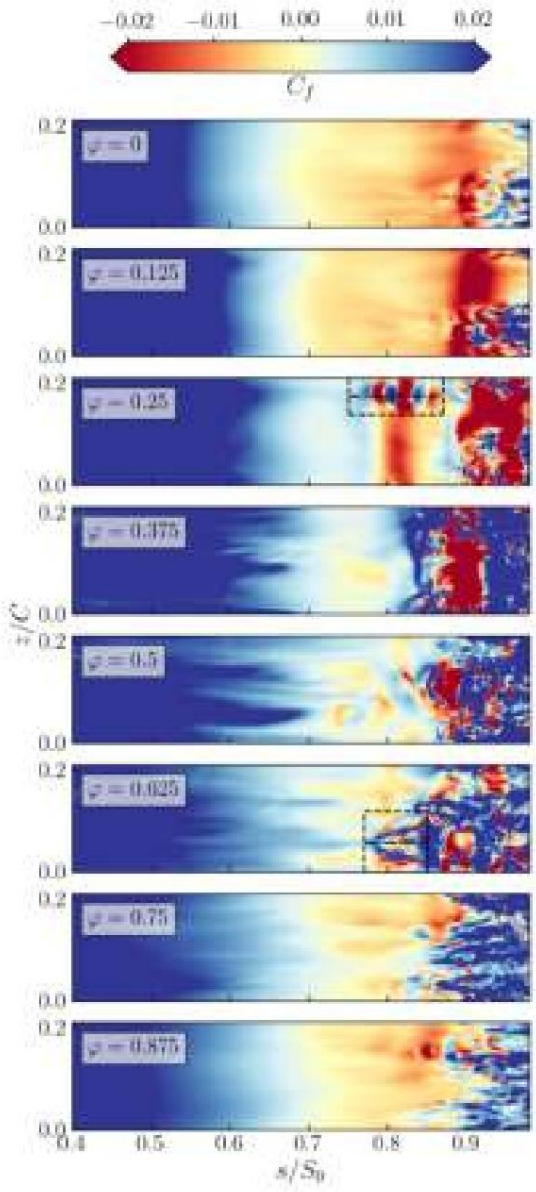


Рис. 3. Мгновенное время-пространственное трение кожи на всасывающей поверхности на восьми последовательных фазах, Re2 = 86 000. Пунктирные прямоугольники обозначают регионы, подробно показанные на рисунке 4.

Machine Translated by Google

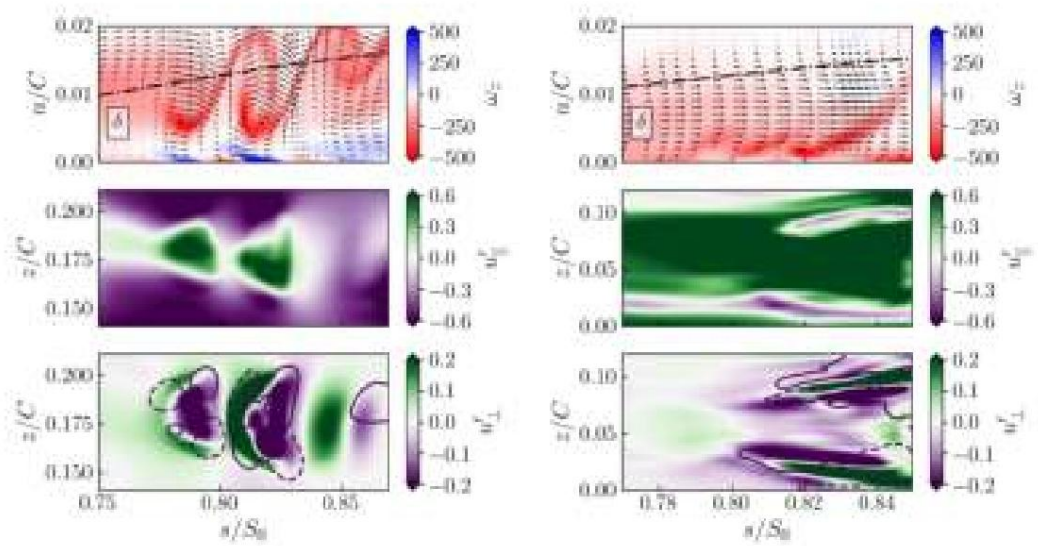


Рисунок 4. Мгновенная статистика поверхности всасывания для Re2 = 86 000 в областях, обозначенных черными пунктирными прямоугольниками на рисунке 3. На верхнем подрисунке показана завихренность по размаху в плоскости нормали к лопасти, обозначенной штрихпунктирными линиями на рисунке 3, наложенная на пульсирующую скорость. векторы. На средних и нижних рисунках показаны соответственно параллельная стене и нормальная к стене пульсирующая скорость n/C = 0,01 от стены. Сплошные и пунктирные линии на нижних подрисунках представляют собой ′ш изолинии = ±0,15. (Слева): φ = 0,25; (справа): φ = 0,625.

3.2. Поведение пространственно-временного пограничного слоя

Временная эволюция усредненного по размаху воздействия следов на всасывающий поверхностный пограничный слой показана на пространственно-временных графиках коэффициента формы на рисунке 5. Эволюция BL фиксируется в течение 4 периодов прохождения следа Tb с разрешением 80 снимки потока за период. Мгновенная статистика здесь предпочтительнее реализации, усредненной по фазе, чтобы отразить крайне нестационарную природу следовых взаимодействий.

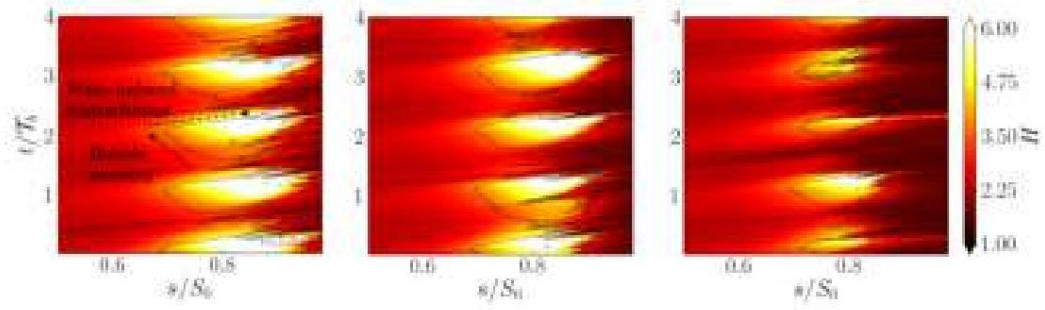


Рис. 5. Мгновенный пространственно-временной контур коэффициента формы поверхности всасывания BL, наложенный на изолинии напряжения сдвига стенки на двух уровнях: Cf = 0 (сплошная линия), Cf = -0,024 (пунктирная линия). (Слева): Ле2 = 86 000; (в центре): Re2 = 157 000; (справа): Re2 = 297 000.

Наличие пузырька разделения подчеркивается сплошными изолиниями Cf = 0, которые определяют усредненную по размаху степень разделения. Когда след взаимодействует с отрывным пузырьком, переход, вызванный следом, способствует повторному присоединению потока по всей длине всасывающей поверхности, как показано пунктирной стрелкой на рисунке 5. После повторного присоединения, вызванного следом, и последующей области успокоения разделительный пузырь восстанавливается по мере продвижения линии разделения вверх по течению. Пузырь отрыва, запечатленный на рисунке 5 при Re2 = 297 000, значительно меньше по сравнению с Re2 = 86 000; однако он также подвержен большей относительной изменчивости с точки зрения как продольной, так и временной протяженности: второй случай разделения, визуализированный на рисунке 5 , примерно в два раза более стойкий по сравнению со следующим примером.

Machine Translated by Google

Это позволяет предположить, что на динамику пограничного слоя в интервале s/S0 0,7–0,9 большое влияние оказывает наличие полосовых неустойчивостей, сопровождающих прохождение следа в каждом цикле.

3.3. Распределение стенок лезвий

Распределение давления, усредненное по времени и по размаху, а также коэффициент поверхностного трения показаны на рисунке 6. Дополнительные данные получены при введении импульсной силы вблизи передней кромки (обозначенной «BF»), как описано Cassinelli et al. [13] включено для того, чтобы подчеркнуть влияние периодических возмущений на средневременные показатели производительности потока. Благодаря наличию перемычек эффективный угол притока уменьшается по сравнению со случаями без прохождения следа с α1 = 33,86 до $\alpha_1^{эфф}$ = 31,73 при Re2 = 86 000, α1 = 33,96 . $\alpha_{1\ до}^{эфф}$ = 32,17 в Re2 = 157 000 и α1 = 34,08 до $\alpha_1^{эфф}$ = 32,18 в Re2 = 297 000.

Разница выражается в расхождениях в передней части поверхности всасывания между случаями с проходящим следом и без него, что проявляется в пике поверхностного трения поверхности всасывания при s/S0 0,05, где профили BB несколько ниже, чем в случаях без набегающего следа. . В этой же области поверхности всасывания более низкое число Рейнольдса соответствует более высокому напряжению сдвига стенки.

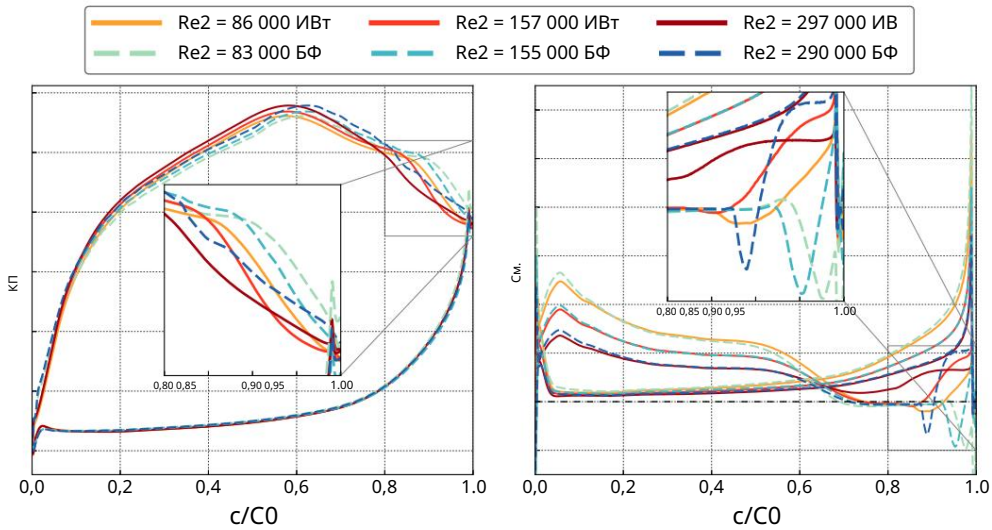


Рисунок 6. Распределение стенок лопатки с увеличением Re2 по сравнению со случаями воздействия импульса при том же режиме потока. (Слева): распределение давления; (справа): коэффициент поверхностного трения. Метки деления оси Y опущены из-за конфиденциальности данных.

Основные различия, обусловленные введением периодических возмущений, заключаются в части отрицательного градиента давления на всасывающей поверхности. В распределении Ср случаи BF , особенно при низких числах Рейнольдса, представляют собой короткую область плато при s/S0 0,85, что указывает на слабый пузырь отрыва. Эта область задерживается и укорачивается с введением следа. Распределение коэффициента поверхностного трения дополнительно проясняет различия. Благодаря периодически изменяющемуся механизму перехода на отсасывающей поверхности прохождение следа вызывает смещение вверх по потоку усредненного по времени отрывного пузырька при Re2 = 86 000 и Re2 = 157 000.

В обоих случаях отрыв потока происходит при s/S0 0,74, причем степень отрыва уменьшается почти вдвое по сравнению со случаями объемного воздействия. Отрицательный пик Cf , обозначающий наличие сверток и ожидающий повторного присоединения, смещается вверх по течению, сглаживается и виден только при низком числе Рейнольдса. Это является следствием следа движения вдоль поверхности отсоса и не соответствует стационарным особенностям течения.

В обоих случаях Re2 = 86 000 и Re2 = 157 000 течение закреплено на задней кромке, но развито не полностью. Дальнейшее увеличение числа Рейнольдса (Re2 = 297 000)

Machine Translated by Google

устраняет разделение в усредненном по времени смысле и дает полностью турбулентный пограничный слой на задней кромке, о чем свидетельствует плоский профиль Cf для s/S0 > 0,9.

3.4. Траверсы следа и экспериментальное сравнение B

этом разделе представлены обширные экспериментальные данные, полученные в результате измерений LDA . Экспериментальная установка была подробно описана Болинчесом-Гисбертом и др. [37]. Траверсы следа извлекаются при xˆ = x xTE = 0,513 и сравниваются с экспериментами на рисунке 7.

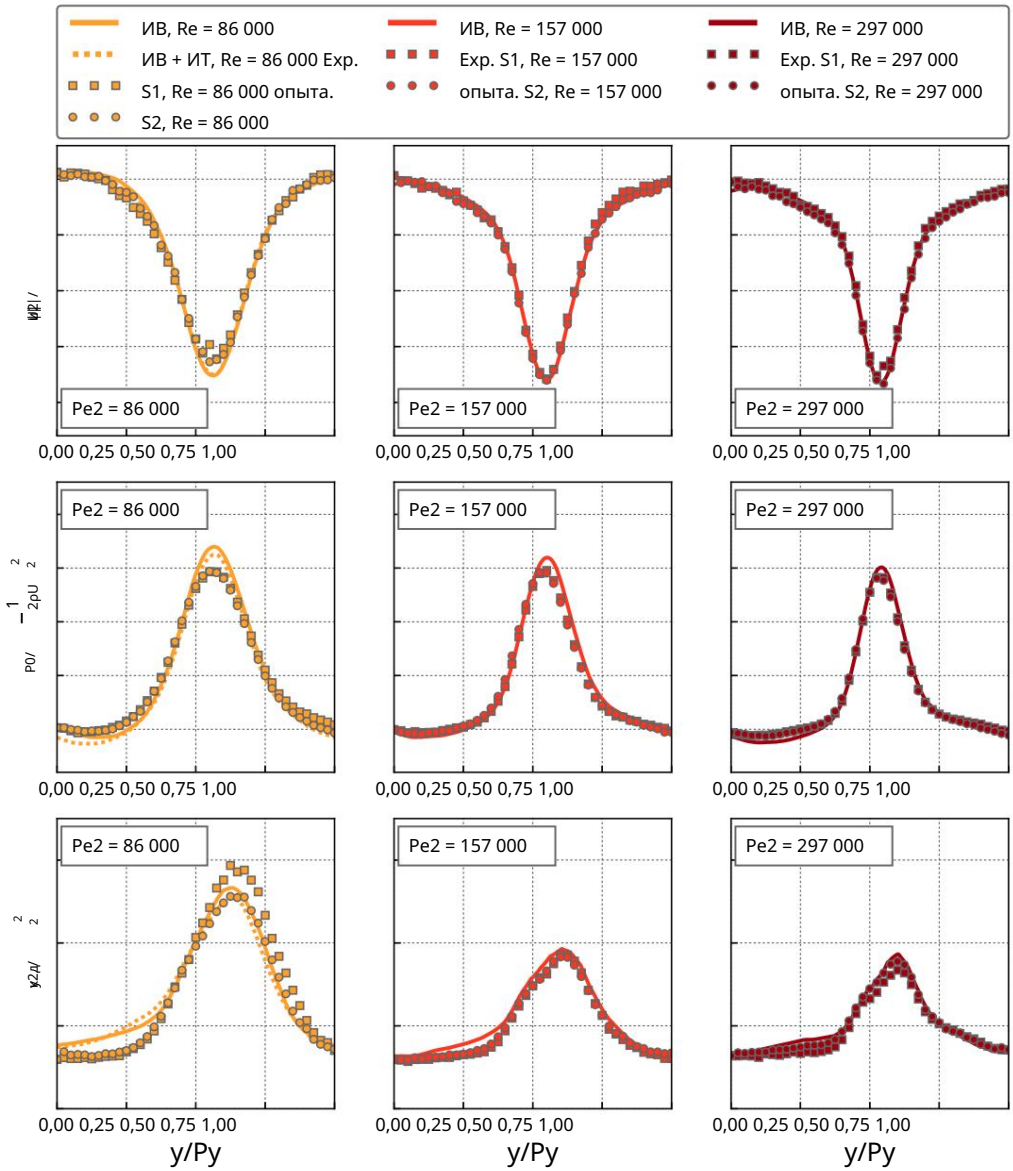


Рис. 7. Траверсы следа при xˆ = 0,513 с увеличением числа Рейнольдса. (Слева): Re2 = 86 000 (желтый); (в центре): Re2 = 157 000 (красным); (справа): Re2 = 297 000 (бордовый). Показаны три различных профиля следа. (Вверху): величина скорости; (в центре): коэффициент общей потери давления; (внизу): кинетическая энергия турбулентности. Сплошные линии обозначают моделирование IW, а пунктирная линия указывает IW+IT, только для Re2 = 86 000. Два экспериментальных хода S1 и S2 представлены квадратами и кружками. Метки деления оси Y опущены из-за конфиденциальности данных.

Решение по скорости точно отражает все соответствующие характеристики следа потока, т.е. ширину бокового участка и отрицательный пик: последний находится в пределах 1% от экспериментального значения. Наличие

Machine Translated by Google

фоновая турбулентность (моделируется только при Re = 86 000) не изменяет профили следа, которые перекрываются с кривыми, полученными без набегающей турбулентности, с незначительным расхождением, наблюдаемым в среднем проходе на стороне давления: дискретные возмущения являются доминирующим механизмом в изменение динамики пузыря отрыва поверхности всасывания.

Профили потерь также представлены на рисунке, демонстрируя хорошее согласие с экспериментами, особенно при более высоких числах Рейнольдса, где пик фиксируется в пределах 6% экспериментов. Сущность потерь в среднем проходе остается неизменной для трех исследованных режимов течения. Результаты расчета фиксируют небольшое уменьшение пика профиля потерь на ~6% и 10% в случаях Re2 = 157 000 и Re2 = 297 000 по сравнению с Re2 = 86 000.

Однако экспериментальные значения остаются примерно постоянными для трех режимов потока. При более высоких Re2 ширина следа уменьшается из-за меньшей толщины импульса на задней кромке, типичной для конфигураций с высоким Рейнольдсом, в сочетании с полностью подавленным отрывным пузырем из-за обходного перехода.

Масштаб длины турбулентности в следе TE измерялся по линии зондирующих точек по размаху, что дало меньшее значение в случае высокого Рейнольдса, когда двухточечная корреляция затухает быстрее. Это, в свою очередь, способствует снижению уровня колебаний в следе. При низком Re разделительный пузырек также периодически открывается, что приводит к образованию крупномасштабных вихрей, что приводит к более высоким уровням флуктуации кинетической энергии турбулентности. Случаи с более высоким Рейнольдсом Re2 = 157 000 и Re2 = 297 000 имеют очень похожие профили.

3.5. Смешанные измерения

Коэффициент смешанных потерь показан на рисунке 8. Численные результаты соответствуют экспериментальным данным с погрешностью 2,5% по общему коэффициенту потерь давления и углу выхода 0,4 градуса . При низких числах Рейнольдса, когда разделение периодически распространяется на заднюю кромку, традиционно очень сложно точно уловить потери. Случай IW + IT при Re2 = 86 000 не улучшает согласия с экспериментами, проведенными в отсутствие фоновых флуктуаций. Относительная погрешность экспериментальных измерений представлена в таблице 2, в которой подчеркивается, что два режима Re2 = 86 000 и Re2 = 297 000 достигают минимальной ошибки и находятся в пределах экспериментальной неопределенности.

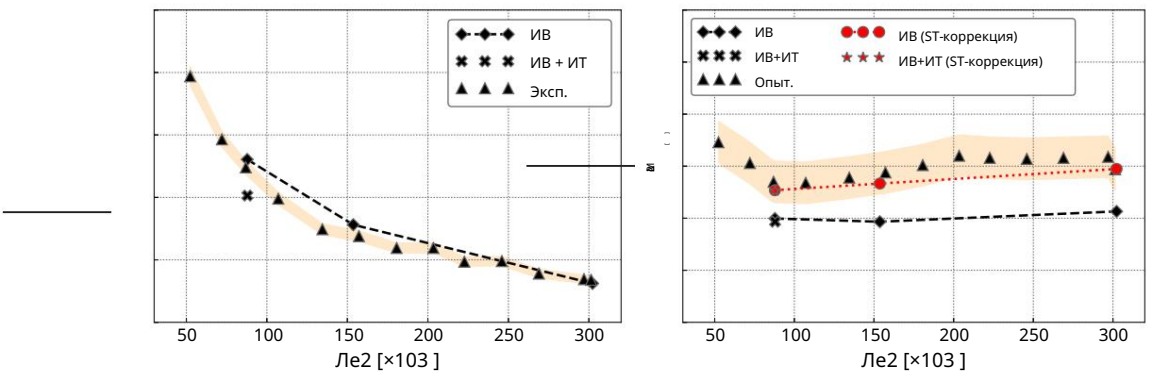


Рисунок 8. Измерения траверса смешанного следа: (слева): коэффициент полной потери давления; (справа): угол выхода с соответствующей коррекцией трубки потока, показанной красными маркерами. Оранжевая область указывает на неопределенность, связанную с измерительной цепочкой, составляющую соответственно 2,5% и ±0,2 . Метки деления оси Y опущены из соображений конфиденциальности данных.

Угол выхода смеси показан на рисунке 8. Как показано количественно в таблице 2, поворот потока последовательно переоценивается во всех анализируемых режимах потока, что указывает на наличие систематической ошибки. Продольная составляющая следа скорости (не показана) недостаточна по сравнению с экспериментальными данными, особенно при среднем ходе. Среди различных источников неопределенности между численным моделированием и экспериментами наиболее доминирующим эффектом является сжатие экспериментальной трубы потока. Физически это

Machine Translated by Google

обусловлен ростом пограничного слоя на экспериментальных боковинах, ускоряющего течение в осевом направлении в среднем пролете.

Для подтверждения этой гипотезы вводится поправка первого порядка, показывающая, что эффект трубки потока в основном ответственен за отсутствие согласия в предсказании угла выхода. Соотношение экспериментального и расчетного массового расхода ks можно оценить как:

$$кс = \frac{\int_{0}^{пи} uExp \cdot n\hat{}\, dy}{\int_{0}^{пи} uIW \cdot n\hat{}\, dy} = \frac{T\lambda\left(\int_{ты\,0}^{пи} C1\ Exp\ ды + \int_{ты\,0}^{пи} C2\ Опыт\ ды\right)}{\int_{0}^{ру} uIW\, dy}, \quad (4)$$

учитывая среднее значение массового расхода, рассчитанное в экспериментальных проходах S1 и S2. Продольная скорость, полученная из численного моделирования, корректируется:

$$\overline{\text{тебя}}^{\text{модифицировать}}_{ИВ} = ксу\overline{ИВ}, \quad (5)$$

и угол выхода пересчитывается. Соответствующее сжатие домена по размаху можно оценить, наложив закон сохранения массы:

$$л_{я}^{!} = Lz/ks\ . \quad (6)$$

Угол выхода, скорректированный с помощью экспериментальной трубы потока, последовательно смещается в область, находящуюся в пределах погрешности экспериментальных измерений, что позволяет предположить , что сжатие трубы потока является физическим механизмом, ответственным за расхождение численных и экспериментальных измерений. Количественно ошибка угла выхода из смеси снижается на 80%. По оценкам, сжатие трубы потока, обеспечивающее правильный массовый расход, составляет 1–2%, и оно тем больше, чем выше число Рейнольдса.

Таблица 2. Сводная информация о процентной относительной погрешности между экспериментальным и расчетным количеством примеси, а также сводная информация о коэффициентах сжатия струйной трубы.

Параметр	Pe2 = 86 000	Pe2 = 157 000	Pe2 = 297 000
$\frac{\lvert \omega M\ IW \quad \omega M}{\omega M_{Опыт}}_{Exp\rceil \rvert\ [\%]}$	2,919	5.388	2,516
$\frac{\lvert \alpha M\ 2,IW \quad \alpha M}{\alpha M_{2,\ Опыт}}_{2,Exp\rceil \rvert\ [\%]}$	0,563	0,757	0,841
$\frac{\lvert \alpha_{M,мод}^{2,\ ИВ} \quad \alpha M}{\alpha M_{2,\ Опыт}}_{2,Exp\rceil \rvert\ [\%]}$	0,129	0,171	0,187
$\frac{л_{2}^{!} \quad Lz}{Лз}\ [\%]$	-1,164	1,564	1,734

4. Выводы

В данной статье мы обсудили введение эффекта прохождения следа в каскаде LPT, сосредоточив внимание, в частности, на рейнольдсовой чувствительности потока на поверхности отсоса и проводя сравнение измерений следа с экспериментами. Три проанализированных числа Рейнольдса соответствуют докритическому, критическому и сверхкритическому состояниям пограничного слоя на поверхности всасывания в чистой установке притока.

Анализ особенностей потока LPT сначала был сосредоточен на мгновенной статистике. Задняя часть всасывающей поверхности имеет ряд различных механизмов перехода, приводимых в действие периодическим столкновением с проходящим следом. При низких числах Рейнольдса периодически выявлялись две области свертывания, где след подавляет пузырь отрыва поверхности всасывания; однако при более высоких числах Рейнольдса этот механизм не сохранялся.
Это подчеркивает высокую чувствительность отрыва поверхности всасывания к внешним возмущениям в докритическом режиме течения.

Сравнение траверсов следа, полученных при численном моделировании, демонстрирует близкое согласие с экспериментальными измерениями с относительной погрешностью пика профиля менее 1% . Коэффициент полной потери давления также был предсказан точно, в пределах 5% от экспериментальных измерений для всех режимов потока в анализе. Низко- и

Machine Translated by Google

случаи с высоким Рейнольдсом находились в пределах неопределенности экспериментальных измерений. Первый заказ оценка показала, что введение модели сужения струйной трубы на 1–2% от Область размаха даст те же уровни поворота потока, что и в экспериментах.

Растет потребность в высокоточном моделировании для обучения глубоких нейронных сетей развивать новое понимание физики потоков. Возможности DNS, представленные в статье, могут быть используется для разработки новых турбулентных затворов [38] и содействия лучшему физическому пониманию механизмов возникновения потерь в турбомашинах.

Вклад автора: концептуализация, AC, FM, PA, RVD, SJS; курирование данных, AC; формальный анализ, AC; приобретение финансирования, FM, PA, RVD, SJS; расследование, AC; методология, СДЖС; администрирование проектов, FM, SJS; ресурсы, AC, ФМ, ПА, РВД, СЖС; программное обеспечение, АМГ, СЖС; надзор, ФМ, ПА, РВД, СЖС; валидация, AC; визуализация, AC; письмо- первоначальный проект, AC; написание – просмотр и редактирование, AC; Все авторы прочитали и согласились с опубликованный вариант рукописи.

Финансирование: Это исследование финансировалось компанией Rolls-Royce plc. и аэрокосмические технологии Институт (ATI)/Инновационная программа Великобритании «FANFARE».

Заявление о доступности данных. В связи с характером финансирования и использованием запатентованного набора данных, подтверждающие данные не могут быть доступны в открытом доступе.

Благодарности: AC хотел бы выразить признательность Витторио Микеласси, Джакомо Кастильони и Юрию Фрею за технические обсуждения. Авторы также хотели бы выразить признательность за поддержку HPC. из Исследовательской вычислительной службы Имперского колледжа (DOI: 10.14469/hpc/2232) и Арчера под Британский консорциум по турбулентности (EP/R029326/1).

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

Принуждение к телу	Принуждение к телу
БЛ	Пограничный слой
CFD	Вычислительная гидродинамика
Прямое численное моделирование DNS	
ИВ	Приток пробуждается
ЭТО	Турбулентность притока
Лазерная допплеровская анемометрия LDA	
ЛЕС	Моделирование больших вихрей
ЛПТ	Турбина низкого давления
RANS Усредненный по Рейнольдсу Навье – Стокса	
СВВ	Спектральная исчезающая вязкость
ТИ	Интенсивность турбулентности
УРАНС Нестационарный РАЕН	

Номенклатура

α	Угол потока
ω	Общий коэффициент потери давления
Ф	Коэффициент расхода
φ	Фаза прохождения пробуждения
С,(Сах) Длина хорды лопасти (осевая)	
См.	Коэффициент трения кожи
КП	Коэффициент статического давления
Фред	Сниженная частота
ЧАС	Коэффициент формы пограничного слоя

Machine Translated by Google

к	Кинетическая энергия турбулентности
[illegible]	Шкала длины турбулентности
Лз	Размер домена по размаху
н	Расстояние от стены лезвия до нормального
[illegible]	Количество плоскостей Фурье
п	Давление
П	Полиномиальный порядок
Pb	Барная площадка
Пи	Шаг лезвия
Re	Число Рейнольдса
S0	Периметр поверхности всасывания
Т, т	Время
Тб	Период пробуждения
Уб	Скорость бара
U2	Смешанная скорость на выходе
U	Эталонная скорость на входе

Ссылки

1. Ву, Х.; Джейкобс, Р.Г.; Хант, JCR; Дурбин П.А. Моделирование перехода пограничного слоя, вызванного периодически проходящим следом. Дж. Гидромеханика. 1999, 398, 109–153. [Перекрестная ссылка]
2. Ву, Х.; Дурбин, П.А. Доказательства продольных вихрей, возникших из-за искаженных следов в проходе турбины. Дж. Гидромеханика. 2001, 446, 199–228. [Перекрестная ссылка]
3. Микеласси, В.; Виссинк, Дж.Г.; Фрелих, Дж.; Роди, В. Моделирование потока вокруг турбины низкого давления с помощью больших вихрей Приходящие пробуждения. Журнал AIAA 2003, 41, 2143–2156. [Перекрестная ссылка]
4. Микеласси, В.; Виссинк, Дж.Г.; Роди, В. Прямое численное моделирование, моделирование больших вихрей и нестационарное усреднение по Рейнольдсу Моделирование Навье – Стокса периодического нестационарного потока в каскаде турбин низкого давления: сравнение. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2003, 217, 403–412. [Перекрестная ссылка]
5. Виссинк, Дж. Г. DNS разделяющегося потока с низким числом Рейнольдса в каскаде турбин с набегающими следами. Межд. J. Поток теплоносителя 2003, 24, 626–635. [Перекрестная ссылка]
6. Виссинк, Дж.Г.; Роди, В. Прямое численное моделирование потока и теплопередачи в каскаде турбин с набегающими следами. Дж. Флюид Мех. 2006, 569, 209–247. [Перекрестная ссылка]
7. Ходсон, Х.П.; Хауэлл, Р. Дж. Блейдроу. Взаимодействие, переход и аэродинамические крылья с высокой подъемной силой в турбинах низкого давления. Анну. Ред. Жидкость Мех. 2005, 37, 71–98. [Перекрестная ссылка]
8. Микеласси, В.; Чен, Л.; Пихлер, Р.; Сандберг, Р.Д. Прямое численное моделирование сжимаемости турбин низкого давления. Часть II: Влияние нарушений притока. Я. Турбомах. 2015, 137, 071005. [CrossRef]
9. Сандберг, Р.Д.; Микеласси, В.; Пихлер, Р.; Чен, Л.; Джонстон, Р. Прямое численное моделирование сжимаемости при низком давлении Турбины. Часть I: Методология. Я. Турбомах. 2015, 137, 051011. [CrossRef]
10. Дентон, Дж. Д. Научная лекция IGTI 1993 года: Механизмы потерь в турбомашинах. Я. Турбомах. 1993, 115, 621–656. [Перекрестная ссылка]
11. Микеласси, В.; Чен, Л.; Пихлер, Р.; Сандберг, Р.; Бхаскаран Р. Высокоточное моделирование турбин низкого давления: влияние Коэффициент расхода и приведенная частота потерь. Я. Турбомах. 2016, 138, 111006. [CrossRef]
12. Кассинелли, А.; Монтомоли, Ф.; Адами, П.; Шервин, С. Дж. Высокоточные спектральные методы/методы элементов л.с. для турбомашин. В Материалы ASME Turbo Expo 2018: Техническая конференция и выставка турбомашин, Осло, Норвегия, 11–15 июня. 2018 год; Том 2C: Турбомашины; п. GT2018-75733.
13. Кассинелли А.; Сюй, Х.; Монтомоли, Ф.; Адами, П.; Васкес Диас, Р.; Шервин, С.Дж. О влиянии возмущений притока на поток Прохождение линейной лопатки LPT с использованием методов спектрального/hp-элемента. В материалах ASME Turbo Expo 2019: Турбомашиностроение Техническая конференция и выставка, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.; Том 2C: Турбомашины; п. GT2019-91622. [Перекрестная ссылка]
14. Кассинелли А.; Матео Габен, А.; Монтомоли, Ф.; Адами, П.; Васкес Диас, Р.; Шервин, С. Дж. Рейнольдс. Чувствительность к прохождению следа. Влияние на каскад LPT с использованием методов спектральных/hp-элементов. В материалах Европейской конференции по турбомашиностроению. ETC14 2021, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.; Статья № 606.
15. Мокси, Д.; Кэнтуэлл, CD; Бао, Ю.; Кассинелли, А.; Кастильони, Г.; Чун, С.; Иуда, Э.; Каземи, Э.; Лакхов, К.; Маркон, Дж.; и др. Nektar++: Расширение возможностей и применение высокоточных спектральных методов/методов HP-элементов. Вычислить. Физ. Коммун. 2019, 249, 107110. [CrossRef]
16. Карниадакис, Г. Е.; Израильский, М.; Орзаг, С.А. Методы расщепления высокого порядка для уравнений Навье–Стокса несжимаемой жидкости. Дж. Компьютер. Физ. 1991, 97, 414–443. [Перекрестная ссылка]
17. Гермонд, Ж.Л.; Шен, Дж. Методы проецирования поправки на скорость для несжимаемых потоков. СИАМ Дж. Нумер. Анальный. 2003, 41, 112–134. [Перекрестная ссылка]
18. Тадмор Э. Сходимость спектральных методов для нелинейных законов сохранения. СИАМ Дж. Нумер. Анальный. 1989, 26, 30–44. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

19. Моура, Р.С.; Шервин, С.Дж.; Пейро, Дж. Анализ собственных решений спектральных/hp непрерывных аппроксимаций Галёркина для задач адвекции-диффузии: взгляд на спектральную исчезающую вязкость. Дж. Компьютер. Физ. 2016, 307, 401–422. [Перекрестная ссылка]

20. Моура, Р.С.; Аман, М.; Пейро, Дж.; Шервин, С. Дж. Пространственный собственный анализ спектральных/hp непрерывных схем Галеркина и их стабилизация посредством DG-имитирования спектральной исчезающей вязкости для потоков с высокими числами Рейнольдса. Дж. Компьютер. Физ. 2020, 406, 109112. [Перекрестная ссылка]

21. Менгальдо, Г.; Де Грация, Д.; Мокси, Д.; Винсент, ЧП; Шервин, С. Дж. Методы устранения наложений для спектральных элементов высокого порядка методы на регулярных и нерегулярных сетках. Дж. Компьютер. Физ. 2015, 299, 56–81. [Перекрестная ссылка]

22. Кассинелли, А. Исследование DNS-спектра/Hp-элемента потока мимо турбинных каскадов низкого давления и эффектов притока. Условия. доктор философии Диссертация, Имперский колледж Лондона, Лондон, Великобритания, 2020.

23. Дэвидсон Л. Использование изотропных синтетических флуктуаций в качестве входных граничных условий для нестационарного моделирования. Адв. Прил. Жидкостная механика. 2007, 1, 1–35.

24. Накаяма, Ю.; Ямамото, Р. Метод моделирования для разрешения гидродинамических взаимодействий в коллоидных дисперсиях. Физ. Ред. Е 2005, 71, 036707. [CrossRef]

25. Ло, Х.; Макси, MR; Карниадакис, Г.Е. Метод сглаженного профиля для потоков твердых частиц: анализ ошибок и моделирование. Дж. Компьютер. Физ. 2009, 228, 1750–1769. [Перекрестная ссылка]

26. Ван З.; Триантафиллу, MS; Константинидес, Ю.; Карниадакис, Г.Е. Метод спектральных элементов/сглаженного профиля Фурье для крупновихревое моделирование сложных проблем VIV. Вычислить. Жидкости 2018, 172, 84–96. [Перекрестная ссылка]

27. Васкес Диас, Р.; Торре, Д. Влияние числа Маха на потери в турбинах низкого давления. В материалах ASME Turbo Expo 2012: Техническая конференция и выставка турбин. Том 8: Турбомашины, части A, B и C, Копенгаген, Дания, 11–15 июня 2012 г.; стр. 1131–1142. [Перекрестная ссылка]

28. Вера, М.; Ходсон, HP: низкоскоростное и высокоскоростное тестирование взаимодействия лопаток турбины низкого давления со следом. В материалах симпозиума по методам измерения трансзвуковых и сверхзвуковых потоков в каскадах и турбомашинах, Кембридж, Великобритания, 23–24 сентября 2002 г.; стр. 1–10.

29. Маркончини, М.; Рубечини, Ф.; Паччиани, Р.; Арноне, А.; Бертини, Ф. Модернизация аэродинамических профилей турбин с большой подъемной силой и низким давлением для испытаний на малых скоростях. Я. Турбомах. 2012, 134, 051017. [CrossRef]

30. Джейкобс, Р.Г.; Дурбин П.А. Моделирование обходного перехода. Дж. Гидромеханика. 2001, 428, 185–212. [Перекрестная ссылка]

31. Заки Т.А. От полос к пятнам и турбулентности: Исследование динамики перехода пограничного слоя. Флоу Турбул. Сжечь. 2013, 91, 451–473. [Перекрестная ссылка]

32. Чжао Ю.; Сандберг, Р.Д. Обходной переход в пограничных слоях, подверженных сильному градиенту давления и эффектам кривизны. Дж. Флюид Мех. 2020, 888, A4.

33. Хант, Дж. К.; Дурбин, П.А. Возмущенные вихревые слои и укрытие от сдвига. Жидкостная Дин. Рез. 1999, 24, 375–404. [Перекрестная ссылка]

34. Дурбин, П.; Ву, Х. Переход под вихревыми возмущениями. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2007, 39, 107–128. [Перекрестная ссылка]

35. Заки, Т.А.; Дурбин П.А. Непрерывный режим перехода и эффекты градиента давления. Дж. Гидромеханика. 2006, 563, 357–388. [Перекрестная ссылка]

36. Лю, Ю.; Заки, Т.А.; Дурбин, П.А. Анализ вторичной неустойчивости пограничных слоев, искаженных полосами Клебанова и волнами Толлмина-Шлихтинга, по Флоке. Физ. Жидкости 2008, 20, 124102.

37. Болинчес-Гисберт, М.; Роблес, округ Колумбия; Коррал, Р.; Гисберт, Ф. Прогнозирование влияния числа Рейнольдса на турбины низкого давления Использование метода ILES высокого порядка. Я. Турбомах. 2020, 142, 031002.

38. Фрей Мариони, Ю.; де Толедо Ортис, Э.А.; Кассинелли, А.; Монтомоли, Ф.; Адами, П.; Васкес, Р. Подход к машинному обучению Улучшите моделирование турбулентности на основе данных DNS с помощью нейронных сетей. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Мощность 2021, 6, 17.

Machine Translated by Google

International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power

Редакционный

Благодарность рецензентам IJTPP в 2021 году.

Редакция ИЖТПП

MDPI AG, Санкт-Альбан-Анлаге 66, 4052 Базель, Швейцария

Строгие рецензии являются основой высококачественных научных публикаций. Благодаря огромным усилиям наших рецензентов IJTPP удалось сохранить стандарты высокого качества публикуемых статей. Благодаря вкладу наших рецензентов в 2021 году среднее время принятия первого решения составило 21 день, а среднее время публикации — 72 дня. Редакторы хотели бы выразить свою благодарность и признательность следующим рецензентам за их драгоценное время и преданность своему делу, независимо от того, были ли наконец опубликованы рецензируемые ими статьи:

Аки Грёнман
Андреа Каттанеи
Андреа Ферреро
Антуан Арчер
Антуан Дазен
Антуан Плачек
Антонио Андреини
Антти Ууситало
Аравинт Садагопан
Богдан К. Сернат
Каэтано Пэн
Кристоф Хасса Клаус
Зивердинг Даниэле
Пампалони Даниэле
Симони Давиде
Ленгани Динси
Ван Эммануэль
Бенишу
Эммануэль Ларош
Эрик Дик
Эрик Янке
Фабио Коцци
Фади Абдель Нур
Фангюань Лу
Фэн Гао
Филиппо Мерли
Флоран Дюшен
Франческо Монтомоли
Фрэнк Юлитц
Фридрих-Карл Бенра
Жерар Буа
Герхард Каль
Герардо Замбонини
Джованна Баригоцци
Джованна Кавaццини
Гви Бо Бён
Ян Кизек
Жан Деке
Жером Буде
Йоахим Белз
Йохан Дальквист
Кевин Бритчфорд
Клаус Земмлер
Коэн Хиллеварт
Лоран Жикель
Лоренцо Пинелли
Лорис Симонасси
Махмуд А. Хадер
Мануэль Хеннер
Маркус Мейер
Мария Вера-Моралес
Маркус Йокер
Маркус Шац
Мартин Бёле
Мартин Бюиссон
Мартина Риччи
Матиас Стегер
Маттиас Шуфф
Маурисио Гутьеррес
Мауро Карневале
Мехрдад Зангене
Майкл Хенке
Мишель Ферлауто
Микеле Греко
Микеле Маркончини
Мигель Асуахе
Майк Бартон
Мугурел Станчу

Образец цитирования: Редакция ИЖТПП . Благодарность рецензентам IJTPP в 2021 г. Междунар. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 4. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010004.

Опубликовано: 31 января 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении юрисдикционных претензий в опубликованных картах и учреждениях. циональная принадлежность.

Копирайт: © 2022 автора. Лицензия MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и конположениями Creative Commons Attлицензия на распространение (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

Нармин Хушманди
Ник Бэйнс
Никола Казари
Николас Биндер
Нитиш Ананд
Оливер Паунтни
Олувадамиларе Рахман Имам-Лаваль
Ойвинд Хундайд
Паччани Роберто
Патрик Бухвальд
Патрик Стерзингер
Пол Бирд
Павел Обставский
Пэнбо Рен
Питер Грот
Пьетро Зунино
Петр Лампарт
Рейнхард Нихейс
Ричард Танстолл
Роберт Эллиотт
Робин Элдер
Рокко Моэретти
Родольфо Бонтемпо
Ромуальд Ржадковски
Рууд Эггельс
Себастьян Шустер
Себастьен Понсе
Серджио Лаваньоли
Шахрок Шахпар
Шайлендра Найк
Сильвия Равелли
Саймон Прамстралер
Симоне Сальвадори
Сина Стапельфельдт
Славомир Кубацкий
Сохейл Джафари
Стефан Бертен
Стефано Ребай
Стефано Вальвано
Стефан Обер
Таддеи Симоне Роза
Тадеуш Хмельняк
Теему Турунен-Сааршти
Терренс Саймон
Томас Каролус
Владимир Киндра
Сяофэн Сунь

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

АЭРОУПРУГАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ СОВМЕСТНЫХ ФОРМ ПАРГАНТАЖНО-ШАГОВЫХ ФОРМ В КАСКАДЕ ЛИНЕЙНЫХ КОМПРЕССОРОВ†

Джордж Хилл 1,*, Джулиан Гамбель [2], Сабина Шнайдер 3, Дитер Пайч [2] и Сина Стапельфельдт [1]

1 Rolls-Royce Vibration UTC, Имперский колледж Лондона, Лондон SW7 2AZ, Великобритания; s.stapelfeldt@imperial.ac.uk Кафедра
2 авиационных двигателей, Технический университет Берлина, 10587 Берлин, Германия; julian.gambel@tu-berlin.de (JG); Dieter.peitsch@tu-berlin.de (ДП)
3 Rolls-Royce Deutschland Ltd. & Co. KG, Далевиц, 15827 Бланкенфельде-Малов, Германия; Sabine.Schneider@Rolls-Royce.com * Адрес для переписки: g.hill18@imperial.ac.uk

† Данная статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в материалах 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля. 2021.

Аннотация: Современные конструкции авиационных двигателей стремятся к достижению максимального удельного расхода топлива и термического КПД. Для достижения этих целей двигатели имеют более высоконагруженные ступени компрессора, более тонкие аэродинамические крылья и смешанные титановые интегрированные диски (блиски) для снижения веса. Эти конфигурации способствуют возникновению аэроупругих явлений, таких как флаттер. Известно, что двумя важными параметрами, влияющими на стабильность флаттера, являются пониженная частота и соотношение составляющих погружения и тангажа в комбинированной форме закрылков. Они используются в качестве критериев проектирования в процессе разработки двигателя. Однако предел этих критериев до конца не понятен. Следующее исследование направлено на преодоление разрыва между полуаналитическими моделями и современными компрессорами путем систематического изучения флаттерной устойчивости каскада линейных компрессоров. В этой статье представлено отношение угла падения к тангажу, которое определяется как функция пониженной частоты и отклонения оси тангажа для формы первой формы закрылка (1F) . С помощью численного моделирования, в дополнение к экспериментальной проверке, рассчитывается аэродинамическое демпфирование для многих режимов для построения карт устойчивости. Результаты подтверждают важность этих двух параметров для аэроупругой устойчивости компрессора, а также демонстрируют значение отношения угла падения к тангажу для прогнозирования предела флаттера.

Ключевые слова: флаттер; аэроупругость; аэродинамическое демпфирование; линейный каскад; Форма режима 1F

Цитирование: Хилл, Г.; Гамбель, Дж.; Шнайдер, С.; Пейч, Д.; Стапельфельдт, С. Аэроупругая устойчивость комбинированных форм падений и тангажа в каскаде линейных компрессоров. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 7. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010007 .

Поступила: 8 декабря 2021 г.
Принято: 8 февраля 2022 г.
Опубликовано: 14 февраля 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.

Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Современные конструкции компрессоров для авиационных двигателей стремятся снизить вес и сохранить максимальную эффективность. Внедрение новых функций для достижения этих целей ставит проблемы с аэроупругой устойчивостью компрессора. Например, вес можно уменьшить, а эффективность повысить за счет разработки более тонких аэродинамических профилей; однако они имеют значительно уменьшенную жесткость. Аналогичным образом, титановые диски (блиски), интегрированные в лопатки, уменьшают вес, но также уменьшают структурное демпфирование, получаемое за счет контактов ступицы и лезвия. Это снижение демпфирования сопровождается тенденцией увеличения нагрузки на ступень, чтобы либо увеличить общую степень давления, либо поддерживать степень давления при уменьшенном количестве ступеней. Эти тенденции в дизайне делают лопасти более восприимчивыми к высоким амплитудам вибрации из-за флаттера. Флаттер – это аэроупругая неустойчивость, при которой энергия передается от потока в механическую структуру, что приводит к экспоненциальному росту амплитуд колебаний. Вблизи границы срыва в условиях работы на неполной скорости именно флаттер (а не срыв или помпаж) часто представляет собой ограничивающее условие для безопасной работы двигателя. По этой причине идентификация ключевых параметров флаттера — и прогнозирование предела устойчивости — имеет важное значение на ранних этапах проектирования двигателя , чтобы избежать дорогостоящих изменений конструкции в дальнейшем. Очевидно, что одним из ключевых факторов, влияющих на стабильность флаттера компрессора, является частота и форма колебаний. Как правило, увеличение пониженной частоты улучшает стабильность флаттера для фикси

Machine Translated by Google

Форма состоит как из лопастного (например, закрылка, кручения, изгиба), так и дискового режима сборки (узлового диаметра). В данной статье будет исследована устойчивость лопасти первого закрылка (1F). Поскольку большая часть аэроупругой работы происходит на участках размаха вблизи кончика лопасти, будет учитываться устойчивость квазидвумерной секции лопасти. Предполагается , что сечение трехмерного режима закрылка по размаху может быть представлено двумерным движением твердого тела, включающим компоненты наклона и тангажа, как показано на рисунке 1, где пунктирные линии представляют вибрационное смещение. Это предположение справедливо до тех пор, пока изгиб самой лопасти невелик по сравнению с жестким движением. Состав формы моды контролируется положением оси тангажа, при этом составляющая погружения увеличивается по мере удаления назад от оси тангажа.



Рисунок 1. Форма моды 1F как суперпозиция составляющих погружения и тангажа.

Хорошо известно, что пропорция изгибной и крученой (или соотношения погружения и шага в 2D) составляющих в первом режиме закрылка является важным параметром флаттера. Важность этого параметра была продемонстрирована во многих исследованиях, начиная от плоских пластин с нулевым средним прогибом [1] и заканчивая вентиляторами [2,3] и турбинами [4]. Все они учитывают режимы, в которых движения погружения и тангажа находятся в фазе. Аэродинамическое демпфирование, которое является отрицательным при флаттере, в первом режиме закрылков можно концептуально разделить на четыре компонента: (1) демпфирование, вызванное погружением, в режиме пикирования, (2) демпфирование, вызванное погружением, в режиме тангажа, (3) демпфирование, вызванное тангажем в режиме погружения, и (4) демпфирование, вызванное тангажем, в режиме тангажа. Хотя чистая составляющая погружения (1) часто стабильна, а чистая составляющая шага (4) невелика по величине, условия перекрестной связи (2) (3) были идентифицированы как наиболее важные факторы, способствующие нестабильности [2,3, 5]. При конечном нагружении лопатки могут стать неустойчивыми в режиме чистого погружения [6], поэтому компонент чистого погружения нельзя считать безусловно устойчивым.

Стабильная нагрузка, помимо пониженной частоты и состава формы колебаний, является важным фактором стабильности флаттера. Это касается каскадов, где показано, что критическая приведенная частота увеличивается с увеличением отклонения потока при фиксированной форме моды [6], а также роторов, где аэродинамическое демпфирование уменьшается с уменьшением массового расхода. Хотя тенденция при постоянной нагрузке очевидна, взаимодействие с другими параметрами до конца не изучено, и подробное обсуждение выходит за рамки данной статьи. Читатель отсылается к литературе, такой как [6] для систематического исследования нагрузки на лопатки в каскаде компрессоров и [3] для обсуждения в контексте современных лопаток вентилятора.

Пренебрегая эффектами постоянной нагрузки, для отображения устойчивости часто используются графики аэродинамического демпфирования в зависимости от положения оси тангажа и пониженной частоты [1,4,7]. Применительно к 3D-лопастям это обычно измеряется в концевой части лопасти, например, см. [8]. Граница устойчивости тогда следует изогнутой линии, как показано на рисунке 2. Чтобы объединить приведенную частоту и состав формы моды в один параметр, можно определить коэффициент падения φ = θplunge/θpitch , где θplunge и θpitch — квазистационарное падение, вызванное компонентами погружения и тангажа соответственно. Как именно φ связана с расположением оси шага и уменьшенной частотой, будет показано в следующем разделе. Опыт работы с высоконагруженными трансзвуковыми лопатками вентилятора, как сообщается в [3,7,8], показывает, что предел устойчивости лежит при φ 1.

Достоверность коэффициента падения φ как параметра стабильности флаттера не была продемонстрирована в открытом доступе. Эта статья подтвердит ее важность с помощью совместного

Machine Translated by Google

вычислительно-экспериментальная испытательная кампания на специально созданном для этой цели линейном компрессорном каскаде . Вычислительная гидродинамика (CFD) проверяется на основе измерений, а аэродинамическое демпфирование рассчитывается для широкого диапазона положений оси тангажа и пониженных частот. Граница устойчивости затем определяется с точки зрения отношения угла падения к повороту.

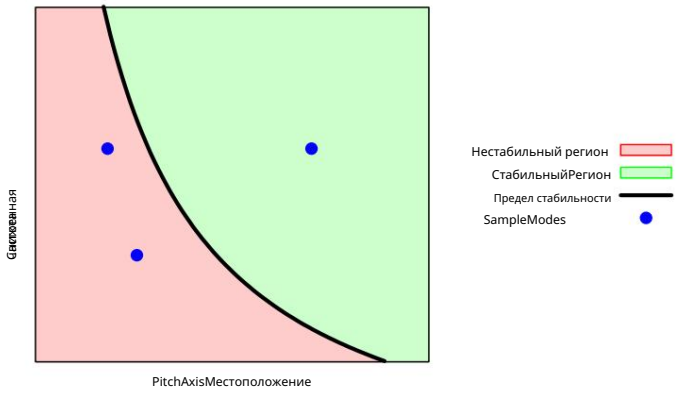


Рисунок 2. Схема карты стабильности.

2. Тестовый пример

Как уже упоминалось, эта работа сосредоточена на двумерной форме моды лопасти 1F, которую можно рассматривать как суперпозицию компонентов чистого погружения и чистого шага. В предположении, что эти компоненты находятся в фазе и что лопасти представляют собой твердые тела, форма моды эквивалентна вращению с одной степенью свободы (SDOF) вокруг оси тангажа, расположенной на расстоянии x по хорде от передней кромки. Реализация этого показана на рисунке 3.

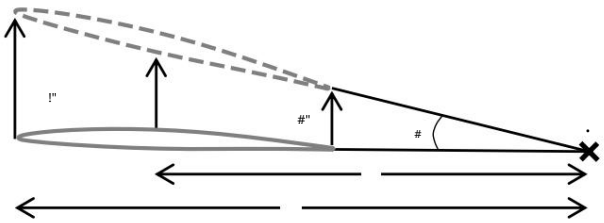


Рисунок 3. Реализация формы моды 1F как вращение SDOF.

Изменяя положения оси тангажа x и амплитуду погружения H в середине хорды , можно изменять соотношение погружения и крутки режима. Ограничениями являются режим чистого скручивания при x = 0,5c и режим чистого изгиба при x . Теперь мы определим коэффициент падения φ при врезании и повороте как отношение ударов, создаваемых амплитудой вибрации каждого из компонентов. Положение оси тангажа x связано с отношением угла падения к повороту следующим образом:

$$\varphi = \theta t \frac{\theta p}{} = \frac{(\omega H/u)}{(Г/з)} = \frac{\omega z}{\text{ты}} = \kappa \frac{x}{c} \frac{1}{2} \quad (1)$$

где $\kappa = \frac{\omega c}{\text{ты}}$ – приведенная частота, а z = x – c/2 – экспериментальная длина рычага. Из уравнения (1) мы видим, что свойства формы моды могут изменяться в зависимости от нормированного положения оси тангажа x/c и приведенной частоты k, тогда как φ — это полученный параметр стабильности, который будет составлять основу карта стабильности. Из-за экспериментальных ограничений амплитуда падения крутки θt

Угол ограничен на уровне 1,5°.

Исследования аэроупругой устойчивости проводились на дозвуковом каскаде линейных компрессоров. Профили лопастей представляют собой модифицированную серию NACA 65 [9] с максимальным

Machine Translated by Google

толщина 6% на полухорде по линии развала по дуге окружности 10° . Рычаг зафиксирован под углом 43°, отношение размаха к хорде составляет 1,313. Каскад образован проходом из 11 лопастей с соотношением шага к хорде s/c, равным 0,75, что представляет собой разрез типичной лопатки компрессора в области кончика. Угол падения потока фиксируется на уровне 2°, а рабочая точка находится далеко от срыва. Каскад имеет вязкие твердые стенки на втулке, наконечнике и границах между лопастями, как показано на рисунке 4. Граничные условия притока и оттока выделены зеленым цветом, а все остальные вязкие твердые стенки показаны черным.

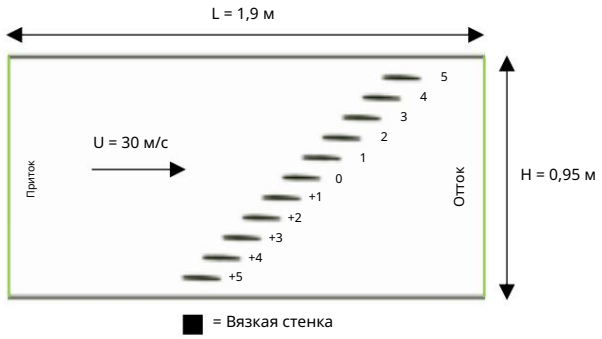


Рис. 4. Схема геометрии каскада с учетом нумерации лопастей.

Центральная лопасть 0 будет вибрировать с заданным движением, а для расчета коэффициента аэродинамического демпфирования для многих режимов сборки будет использоваться метод коэффициента аэродинамического влияния (AIC) . Все остальные лезвия фиксированы. Амплитуда достаточно велика, чтобы нестационарные давления отличались от числового шума, но достаточно мала, чтобы нестационарный поток можно было представить как линейный. Номинальные рабочие условия и диапазоны параметров приведены в таблице 1. Как приведенная частота, так и нормированное положение оси тангажа изменяются с постоянным шагом 5% между указанными пределами. Приведенный диапазон частот соответствует физическому диапазону частот 6,36–22,28 Гц.

Таблица 1. Условия работы каскада.

Число Маха (-)	0,087
Число Рейнольдса (-)	300 000
Угол падения (град)	2 0,2–
Пониженный частотный диапазон (-)	0,7 0,5–3
Нормализованное расположение оси кручения (-)	

3.

Испытательная установка. Экспериментальные исследования проводились на кафедре авиационных двигателей Берлинского технического университета. Аэродинамическая труба и каскадная архитектура показаны на рисунке 5. Поток воздуха обеспечивается радиальным вентилятором, который затем гомогенизируется, проходя через диффузор и отстойную камеру с множеством сотовых решеток и соплом, прежде чем попасть в измерительную секцию. Воздух выбрасывается свободной струей в конце измерительной секции. Общее давление и температура измеряются на боковой стенке форкамеры, динамическое давление измеряется статическим датчиком Пито в центре входной поверхности измерительной секции, а входное статическое давление измеряется на боковой стенке входной торцевой камеры. Рассчитываются массовый расход и число Рейнольдса . Усредненные по времени и турбулентные распределения скорости на входе в измерительную секцию, а также картины течения

Machine Translated by Google

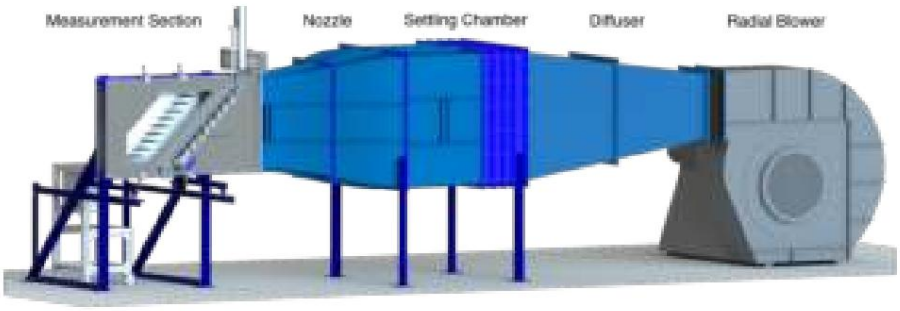


Рисунок 5. Архитектура экспериментальной испытательной установки.

Центральная лопасть каскада в основании прикреплена к рычагу на внешней стороне аэродинамической трубы. Рычаг установлен на траверсе, которая может перемещаться вперед и назад по линейным опорам на боковой стенке для изменения положения оси тангажа. На рис . 6 показан разрез поперечной пластины при максимальном значении x/c. Перемещение положения лопасти в пазу фиксирует положение в каскаде. Колебательное движение обеспечивается электрическим шаговым двигателем, к валу которого через кулисный механизм и шатун прикреплен эксцентрик. Смещение рычага контролируется с помощью лазерного триангуляционного датчика расстояния на кончике рычага.

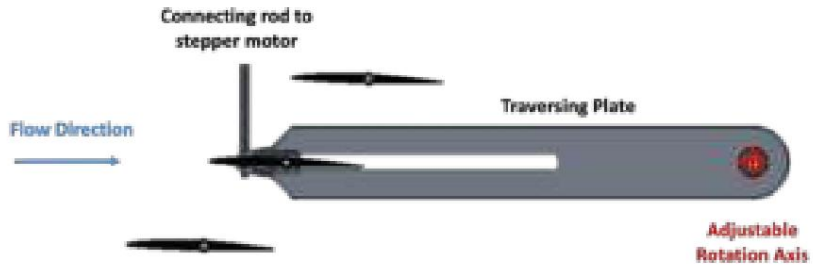


Рис. 6. Разрез реализации вибролопастного модуля x/c.

Для измерения давления на поверхности лопатки использовались пьезорезистивные датчики перепада давления . Датчики давления продемонстрировали линейное поведение вокруг нулевой точки и могут рассматриваться как двунаправленные. Калибровка проводилась по прецизионным датчикам давления с внешней калибровкой, которые показывали точные показания давления в однозначном диапазоне Па. Система сбора данных обеспечивала теоретическое разрешение 0,0267 Па. Измерительные лопасти имеют в середине размаха 20 штуцеров для измерения давления, по 10 на всасывающей и напорной поверхности. Отводы давления имеют экспоненциальное расстояние вдоль хорды с большей плотностью ближе к передней кромке. Переходные планки расположены между отводами 4 и 5 (хорда 19%) на всасывающей поверхности всех лопаток для предотвращения отрыва потока.

4. Численный метод

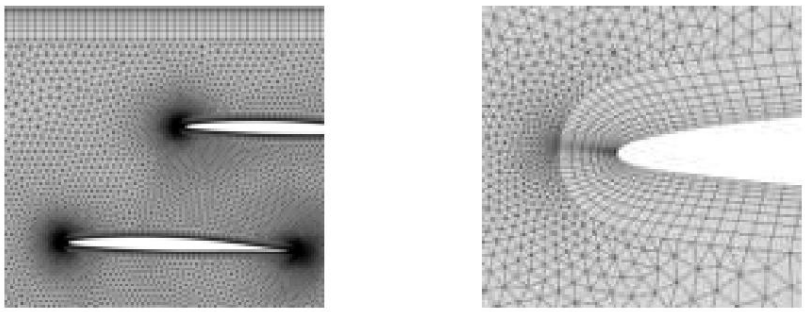
4.1. Решатель потока

Решатель AU3D, реализованный в этой работе, был разработан и проверен в Имперском колледже в течение последних 25 лет [11–13]. Это трехмерный, точный по времени, вязкий, нестационарный решатель конечного объема с усреднением по Рейнольдсу Навье – Стокса (URANS), имеющий второй порядок точности во времени и пространстве. В решателе используется структура данных на основе ребер для повышения эффективности вычислений. Турбулентное замыкание обеспечивается модифицированной одноуравненной моделью турбулентности Спаларта–Алмараса [14]. В схеме реализована функция вязкой стенки для моделирования течения возле стенки. Стационарные решения получаются с использованием RANS-метода с двойной процедурой временного шага и остаточным сглаживанием д Движение сетки обеспечивается алгоритмом аналогии пружины [11].

Machine Translated by Google

4.2. Вычислительная реализация

Расчетная сетка является полунеструктурированной. В направлении размаха область дискретизирована 23 радиальными слоями. Все вязкие поверхности (включая границы ступицы, кончика и размаха) имеют полностью разрешенный пограничный слой, как показано на сетке верхней стенки на рисунке 7a. Пограничный слой разрешается с высокой плотностью шестигранных элементов со средним значением y+ = 45, требуемым вязкими пристеночными функциями. Типичный пограничный слой на поверхности лопатки показан на рисунке 7b. Всего 98% поверхностных элементов имеют {20 < y+ < 100}. Дальнее поле содержит более грубую призматическую сетку и инвариантные по Риману граничные условия на притоке и оттоке. Это сводит к минимуму нежелательное отражение возмущений от границ, которое может повлиять на стабильность флаттера. Входная граница расположена примерно на 4 хорды выше по потоку от первой лопатки. Общая сетка содержит примерно 1,7 × 106 узлов. Эта сетка была выбрана исходя из согласия с экспериментальными данными.



(a) Сетка верхней стенки. (b) Сетка передней кромки лопасти.

Рисунок 7. Линейная каскадная сетка.

Решения для установившегося потока получаются путем задания полного давления, полной температуры и угла потока на границе притока в дальней зоне, а также статического давления на границе оттока. Форма моды получается аналитически путем поворота оси каждого узла поверхности вокруг положения оси кручения, как и в эксперименте. Затем мода нормируется по массе, а амплитуда вибрации удовлетворяется модальным смещением. Лезвие вибрирует с заданным движением и дискретизируется по времени, примерно с 350 временными шагами на цикл вибрации, на основе исследования конвергенции во времени. Чтобы соответствовать экспериментальным данным, модальная сила рассчитывается с использованием только нестационарного давления в середине пролета и предполагает радиально-однородный поток.

5. Метод оценки аэродемпфирования.

Флаттер-устойчивость каскада оценивается методом коэффициента аэродинамического влияния (AKB) [15]. При этом модальная сила на поверхности лопасти рассматривается как линейная сумма влияний вибрирующей лопасти, действующих на саму себя, и влияния распространяющихся возмущений от вибраций соседних лопастей. Очевидно, что на распространение возмущений , которые будут влиять на данную лопатку, будут влиять геометрия, условия эксплуатации и форма моды. Коэффициенты влияния образуют циркулянтную матрицу L, определяемую следующим образом:

$$\text{фи}(\text{т}) = \begin{matrix} \text{L0 LN} & \text{1 LN} & \text{2} \cdots \text{L1} \\ \text{Л1} & \text{L0 LN} & \text{1} \cdots \text{L2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \text{LN} & \text{1 LN} & \text{2 LN} \quad \text{3} \cdots \text{L0} \end{matrix} \begin{matrix} \text{q0(t)} \\ \vdots \\ \text{ци(т)} \\ \vdots \\ \text{qN} \quad \text{1(t),} \end{matrix} \tag{2}$$

где q — модальное смещение, f — модальная сила, L — комплексный коэффициент влияния, а N — количество лопастей. Доминирующими членами матрицы L являются диагональные члены L0 , которые представляют влияние модальной силы на лопасть за счет ее собственной силы.

Machine Translated by Google

вибрация, которая всегда дает стабилизирующий вклад [16]. Уравнения движения, определенные через коэффициенты влияния, затем преобразуются в область режима бегущей волны. Это позволяет разделить уравнения движения и каждую моду бегущей волны можно обрабатывать отдельно. Это достигается за счет расширения коэффициентов влияния по области межлопастного фазового угла с помощью дискретного преобразования Фурье

$$C\sigma = \sum_{n=0}^{N-1} Z_{ne}^{in\sigma} \quad (3)$$

где σ — межлопастной фазовый угол (IBPA), который для вибрации узлового диаметра ND определяется как σ = 2πND/N. Здесь положительные IBPA соответствуют прямым бегущим волнам, а отрицательные IBPA — обратным бегущим волнам. Когда уравнение движения записано в терминах коэффициентов моды бегущей волны, можно вычислить собственные значения λσ , чтобы определить устойчивость аэроупругой системы при каждом фазовом угле между лопастями (IBPA). Коэффициент аэродинамического демпфирования определяется выражением ζ = - Re(λσ)/ Im(λσ), где отрицательный коэффициент демпфирования указывает на то, что модальная сила находится в фазе с модальной скоростью, вызывая работу, оказываемую на лопасть, что приводит к флаттеру. . Если не указано иное, в данной статье аэродинамическое демпфирование измеряется как коэффициент аэродинамического демпфиро

6. Проверка CFD

6.1. Стационарный поток.

Прежде чем исследовать параметры, вызывающие флаттер, стационарные результаты RANS CFD сравниваются с усредненными по времени экспериментальными измерениями. Следует отметить, что в обоих случаях вибрация лезвия отсутствует. На рисунке 8 показаны результаты CFD для коэффициента давления при номинальных условиях эксплуатации. Нагрузка на лопасти неравномерна, поскольку по всему каскаду существует градиент давления, как видно по отрицательному градиенту давления от лопасти от +5 до -5 на рисунке 8. Это вызвано прямыми торцевыми стенками, которые предотвращают равномерное отклонение потока, что приводит к более высокое среднее статическое давление и более высокий подъем на лопасти +5, чем на лопасти -5. Отдельные расчеты CFD (не включенные сюда) показали, что эта неоднородность оказывает незначительное влияние на нестационарные распределения давления и процедуру аэродинамического демпфирования.

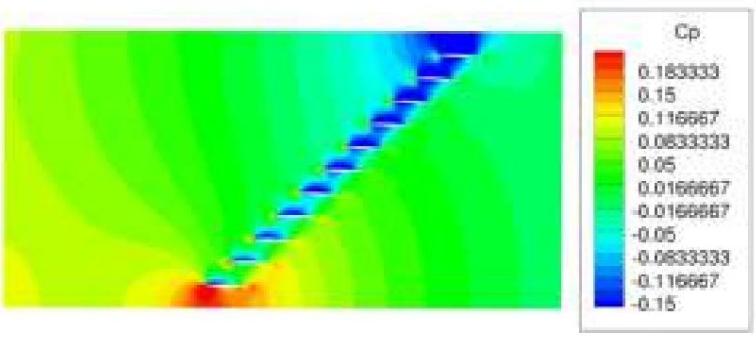
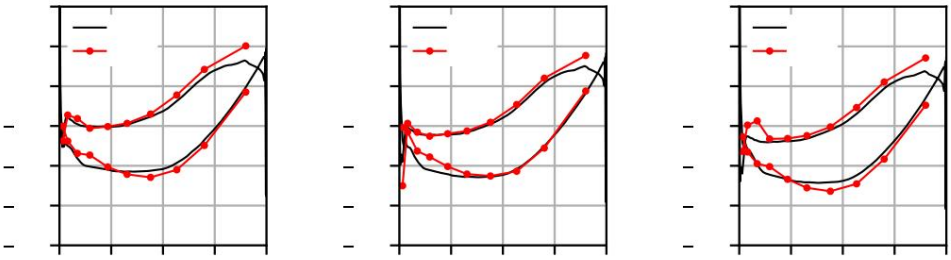


Рис. 8. Рассчитанный нормализованный контур устойчивого давления в середине диапазона.

На рисунке 9 показано подтверждение коэффициентов давления на поверхность лопатки в установившемся режиме в середине размаха в зависимости от нормализованной хорды l/c. В целом наблюдается хорошее согласование по трем центральным лопастям, особенно по направлению к задней кромке. Ближе к передней кромке имеются некоторые незначительные различия в загрузке лопастей. Возможным объяснением этого являются различия в частоте между измерениями и CFD. Неравномерность нагрузки также можно рассматривать как лопасть +1, имеющую значительно больший коэффициент давления, чем лопасть -1.

Machine Translated by Google



(а) лезвие +1 (б) лопасть 0 (в) лезвие -1

Рисунок 9. Проверка коэффициента устойчивого поверхностного давления в середине пролета в сравнении с нормализованной хордой.

6.2. Нестационарный

поток Для проверки нестационарности CFD нестационарное давление на поверхности лопаток сравнивается с экспериментальными данными. Сигналы давления разлагаются по Фурье по амплитуде и фазе на частоте вибрации лопатки. Результаты показаны с точки зрения коэффициента нестационарного давления на рисунке 10 для k = 0,4 и x/c = 1 для пяти центральных лопастей. Фаза показана относительно модальной скорости. Из-за дозвукового присоединенного потока фурье-составляющие на частотах, не равных частоте вибрации, пренебрежимо малы. Амплитуды нестационарного Cp из CFD хорошо прогнозируются с общей ошибкой примерно 9% для всех показанных лопастей. Наибольшие амплитуды возникают на передней кромке вибрирующей лопатки 0. Нестационарное возмущение от лопатки 0 распространяется к лопатке -1, вызывая большую нестационарную амплитуду давления на стороне нагнетания с очень небольшим изменением на стороне всасывания. С другой стороны, для лопасти +1 наблюдается более слабое распространяющееся возмущение, которое воздействует на сторону всасывания, вызывая гораздо большие амплитуды по сравнению со стороной давления лопасти. Мы также видим, что этот механизм распространения согласуется с лопастями +2 и -2, поскольку форма амплитуд и фаз нестационарного давления сопоставима. Изменение фазы от передней кромки напорной стороны лопатки 0 до задней кромки лопатки +1 на всасывающей стороне очень незначительное . Аналогичная тенденция наблюдается и на лезвии -1.

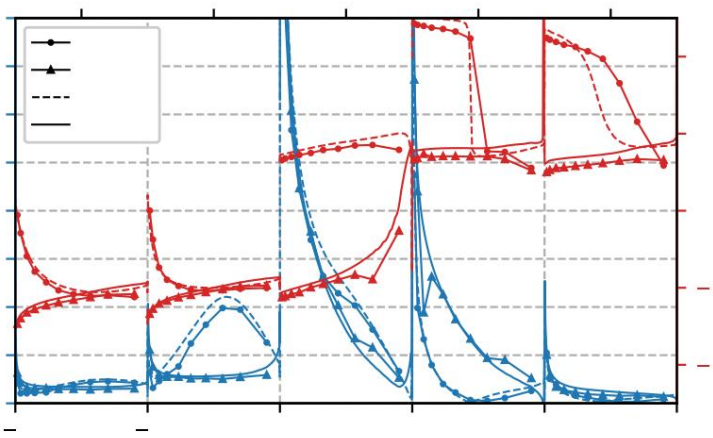


Рисунок 10. Проверка нестационарного коэффициента давления на поверхность лопатки в середине размаха - k = 0,4, x/c = 1, φ = 0,2.

Это указывает на почти мгновенное распространение силы от лопасти 0 к соседним лопастям, а это означает, что именно изменение площади прохода приводит к распространению.

Machine Translated by Google

Интегрированная модальная сила и смещение для каждой лопасти преобразуются в коэффициенты аэродинамического влияния, чтобы начать анализ аэродинамического демпфирования. На рисунке 11 показана проверка комплексных коэффициентов влияния для лопастей от +3 до 3. Коэффициенты с положительной мнимой составляющей вызовут нестабильность, поскольку они находятся в фазе с модальной скоростью, в результате чего поток оказывает работу на лопасть. Видно, что лопасть 0 вносит большой стабилизирующий вклад. Во всех тестируемых режимах лопасть 0 всегда вносит стабилизирующий вклад, поскольку воздействие гасится за счет собственной вибрации [16]. Интересно, что все AIC с минусовой лопаткой для этого конкретного режима также вносят стабилизирующий вклад, поскольку сила отстает от вибрации. Из уравнения (3) видно , что лопасти с большим дискретным расстоянием от вибрирующей лопасти 0 будут иметь значительно меньший вклад в коэффициенты моды бегущей волны. На рисунке 11 мы также можем видеть , что AIC самых дальних лопастей (+3 и -3) сами по себе имеют гораздо меньшую величину. По этой причине коэффициенты для лопастей (>±3) при расчете аэ

Это также обеспечивает согласованность с экспериментальным анализом. Коэффициент аэродинамического демпфирования теперь можно рассчитать с помощью собственного анализа, показанного в разделе 5. На рисунке 12 показано подтверждение аэродинамического демпфирования в зависимости от фазового угла между лопастями. Существует хорошее согласие с точки зрения формы кривой аэродинамического демпфирования для каждого IBPA; однако минимальное аэродинамическое демпфирование занижено примерно на 30%. В целом, эти результаты показывают, что CFD правильно прогнозирует рабочие условия и аэродинамическое демпфирование и, следовательно, может использоваться для продолжения дальнейшего анализа устойчивости.

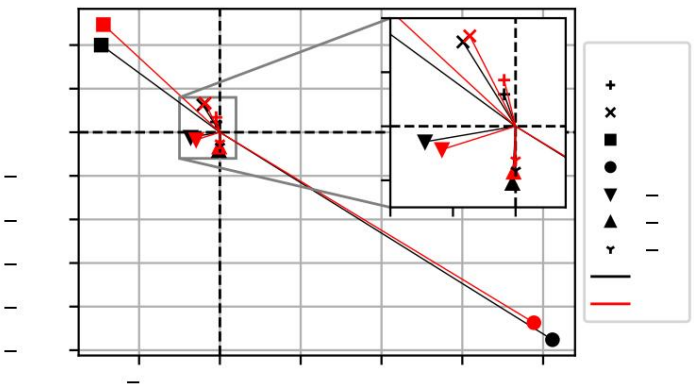


Рисунок 11. Комплексная проверка AIC — k = 0,4, x/c = 1, φ = 0,2.

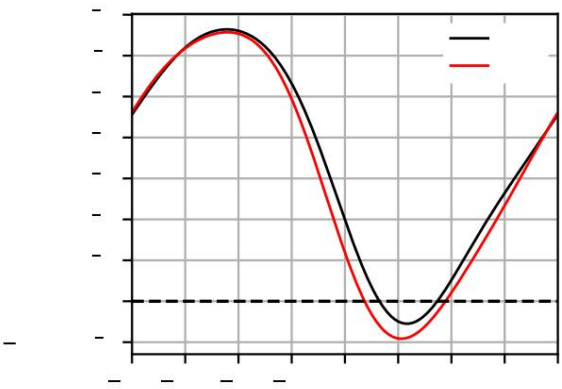


Рисунок 12. Проверка коэффициента аэродинамического демпфирования — k = 0,4, x/c = 1, φ = 0,2.

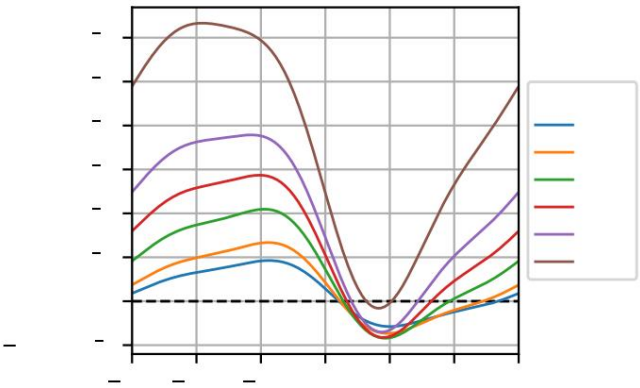
Machine Translated by Google

7. Анализ устойчивости.

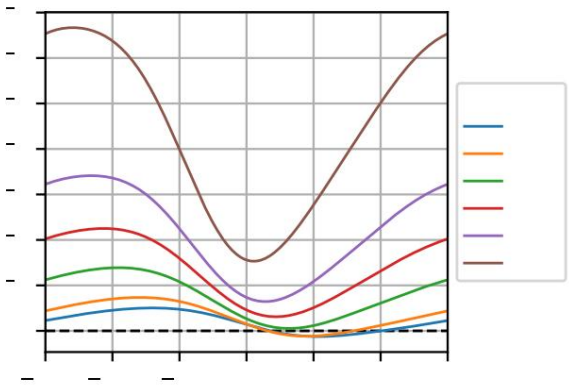
После успешной проверки аэродинамического демпфирования для выбранных условий эксплуатации численное моделирование используется для прогнозирования аэродинамического демпфирования в более широком диапазоне приведенных частот k и нормированных положений оси тангажа x/c. Приведенные частоты варьируются от 0,2 до 0,7, а ось кручения варьируется от 0,5 до 3, причем первая соответствует режиму чистого скручивания, а вторая содержит большую компоненту погружения.

7.1. Влияние фазового угла между лопастями

На рис . 13 показаны кривые зависимости аэродинамического демпфирования от фазового угла между лопастями (IBPA) для двух разных приведенных частот: k = 0,2 и k = 0,6. В то время как отрицательные узловые диаметры стабильны для всего диапазона частот и осей тангажа, моды прямой бегущей волны с малым ND достигают отрицательного затухания и нестабильности. Это обычно ожидается для флаттера 1F такого типа. Самый большой диапазон нестабильных ИБФА существует для низких приведенных частот и x/c = 0,5. Эта форма чистой крутильной моды нестабильна в диапазоне от 10 до 160 IBPA на самой низкой приведенной частоте k = 0,2. Режим с преобладанием погружения, x/c = 3, имеет очень узкий нестабильный диапазон IBPA на той же частоте. Интересно, что минимальное аэродинамическое демпфирование при k = 0,2 происходит не при x/c = 0,5, а при x/c = 1,25.
Это указывает на то, что мода стабилизируется по мере того, как x/c стремится к 0,5 для чисто крутильной формы моды на этой частоте. С увеличением частоты нестабильная область сужается в диапазоне IBPA и величине аэродинамического демпфирования, пока только x/c = 0,5 и x/c = 0,7 не станут незначительно нестабильными при k = 0,6.



(а) к = 0,2



(б) к = 0,6

Рис. 13. Аэродемпфирование в зависимости от фазового угла между лопастями.

Machine Translated by Google

Кривые аэродемпфирования при k = 0,2 и k = 0,6 существенно различаются. Глядя на уравнение (3), мы видим, что моды бегущей волны представляют собой гармоники ряда Фурье, где каждый коэффициент представлен парами лопастей, находящихся на большем дискретном расстоянии от лопасти 0. Лезвие 0 соответствует нулевому коэффициенту Фурье, который будет постоянным и положительным для всех IBPA. Включение двух ближайших соседей в расчет режима бегущей волны добавляет еще одну гармонику и так далее. На рис . 14 показано, как такие гармоники суммируются для формирования аэродемпфирования. Из значения k = 0,2 на рисунке 13a видно , что гармоники более высокого порядка вносят значительный вклад в аэродинамическое демпфирование по сравнению с k = 0,6 на рисунке 13b, которое имеет форму, близкую к косинусоидальной при x/c = 2. Таким образом, мы можем заключить, что при низком уменьшении частотах нестационарные возмущения более эффективно распространяются на лопасти, находящиеся дальше, по сравнению с более высокими частотами, что, в свою очередь, уменьшает аэродинамическое демпфирование.

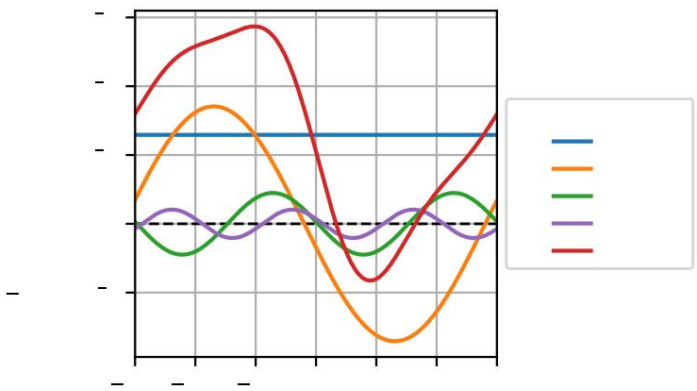


Рисунок 14. Гармоники Фурье аэродемпфирования в зависимости от IBPA — k = 0,2, x/c = 1,25.

7.2. Влияние пониженной частоты

Для дальнейшего изучения этих тенденций аэродинамическое демпфирование построено как функция приведенной частоты для различных значений x/c при постоянном IBPA. Это показано на рисунке 15. Было выбрано значение IBPA, равное 50° , поскольку оно было одним из наименее затухающих для всего диапазона частот. Сравнивая кривые на рисунке 15, становится ясно, что пониженная частота оказывает сильное влияние на тенденции аэродинамического демпфирования. Однако в диапазоне положений оси торсиона наблюдаются разные тенденции. Когда ось кручения находится внутри крыла, x/c 1, аэродинамическое демпфирование отрицательно для всех приведенных частот и асимптотически стремится к нулю с увеличением частоты. Величина аэродемпфирования увеличивается по мере смещения оси кручения от центра хорды (x/c = 0,5) к задней кромке (x/c = 1). Формы колебаний с большей составляющей погружения, 1,5 x/c 3, достигают локального максимума на некоторой пониженной частоте, обычно в районе k = 0,25. Эти кривые затем асимптотически стремятся к нулю при более высоких пониженных частотах, поскольку лопасть становится слишком жесткой, чтобы на нее мог воздействовать поток. Кроме того, чем выше составляющая погружения, тем ниже критическая пониженная частота, необходимая для стабилизации лопасти.

Machine Translated by Google

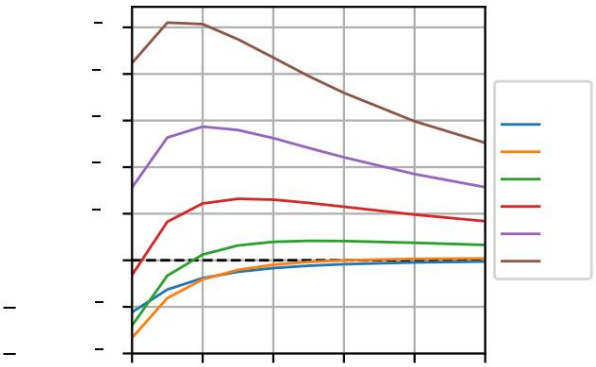


Рисунок 15. Влияние k на аэродинамическое демпфирование при постоянном x/c — IBPA = 50°.

7.3. Влияние положения оси кручения.

Чтобы дополнительно проиллюстрировать влияние смещения оси кручения, на рисунке 16 показана тенденция аэродемпфирования, когда смещение оси кручения увеличивается, в то время как уменьшенная частота и IBPA остаются постоянными. Моды отрицательно затухают при низких значениях x/c, кривые имеют параболический характер, при этом критическое значение x/c уменьшается для более высоких частот. Например, для пониженной частоты k = 0,2 ротор стабилен при x/c > 3, тогда как k = 0,4 становится стабильным при x/c = 2. Другими словами, более высокая крутильная составляющая приводит к большему диапазону нестабильные пониженные частоты. Минимальное аэродемпфирование не происходит при самом низком значении x/c, что указывает на то, что чистый режим кручения более стабилен, чем комбинированный режим. Это ожидаемо из литературы, поскольку именно перекрестная связь сил от врезания и поворотного движения вызывает наибольшую нестабильность. Мы видим, что не существует монотонных тенденций только с x/c , но это зависит от частоты; следовательно, параметр устойчивости должен содержать комбинацию частоты и отнош Из этого и уравнения (1) можно сделать вывод, что граница устойчивости для этого IBPA находится при отношении угла падения к повороту примерно φ = 0,27.

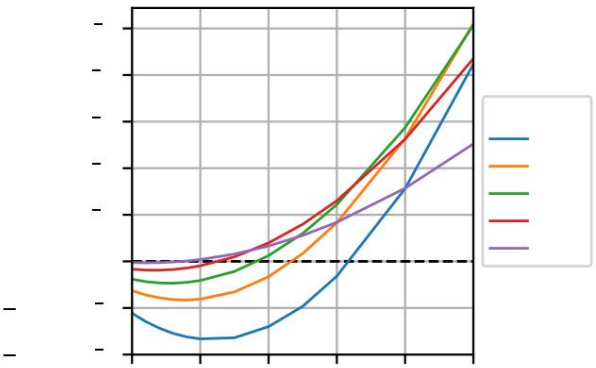


Рис. 16. Влияние x/c на аэродинамическое демпфирование при постоянном k — IBPA = 50°.

7.4. Карта

устойчивости Чтобы проиллюстрировать поведение всего диапазона фазовых углов между лопастями, минимальное аэродинамическое демпфирование по всем фазовым углам между лопастями извлекается для каждой комбинации пониженной частоты и смещения оси кручения. Полученная карта устойчивости показана на рисунке 17. Как уже указывалось выше, граница устойчивости находится при приблизительно постоянном коэффициенте падения φ = 0,27, что указывает на актуальность параметра отношения падения к повороту . Мы видим, что это немного ниже экспе

Machine Translated by Google

предел φ = 0,3, что указывает на ошибку в CFD примерно 10%. Величина минимального аэродинамического демпфирования не зависит от коэффициента падения, поскольку изолинии не следуют линиям постоянного φ. Вместо этого существует область очень большого отрицательного аэродемпфирования для форм колебаний с большой крутильной составляющей на низких пониженных частотах.
Максимальное аэродинамическое демпфирование для тестируемого диапазона параметров соответствует режиму с преобладанием погружения, x/c = 3 и пониженной частоте k = 0,25. Интересно, что не самая большая пониженная частота имеет наибольшее положительное аэродинамическое демпфирование, что указывает на то, что жесткостью лопасти можно пожертвовать, чтобы получить большее значение x/c.

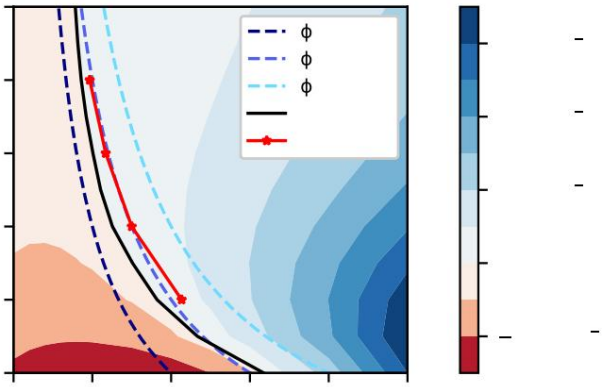


Рис. 17. Карта устойчивости с контурами минимального аэродемпфирования (CFD) в зависимости от k и x/c.

7.5. Обсуждение

Сравнивая эти результаты с теоретическим исследованием Уайтхедом плоских пластин в бесконечном каскаде, мы видим некоторое сходство. На рисунке 18 изображена критическая пониженная частота, ниже которой каскад становится нестабильным. Геометрия каскада аналогична исследованной здесь, с тем же углом смещения, но большим отношением шага к хорде (s/c = 1 вместо s/c = 0,75). Кривая, представляющая интерес для этой статьи, представляет собой предел несжимаемости, M = 0. Неустойчивая область, предсказанная Уайтхедом, очень похожа на рисунок 17 , например, для приведенной частоты k = 0,7, которая становится нестабильной примерно при x/c = 1. Однако это не соответствует действительности на более низких пониженных частотах. Частично это можно объяснить различной геометрией каскада, поскольку параметрические исследования Уитхеда [1] показали, что уменьшение отношения шага к хорде приведет к расширению нестабильного диапазона.
Однако существуют и другие различия. Лопасти в этом исследовании имеют конечный развал, постоянную нагрузку и учитываются эффекты вязкости. Предсказанная здесь граница устойчивости также отличается от границы устойчивости трансзвуковых вентиляторов. Согласно работе Вахдати и Кампсти [3] и Ли с соавт. В [8] граница устойчивости трансзвуковых вентиляторов вблизи сваливания лежит при φ 1. Однако их исследования также показали сильную зависимость устойчивости от установившейся аэродинамики. Важность этих эффектов и то, как они могут быть включены в параметры стабильности, станут предметом будущих исследований.

Machine Translated by Google

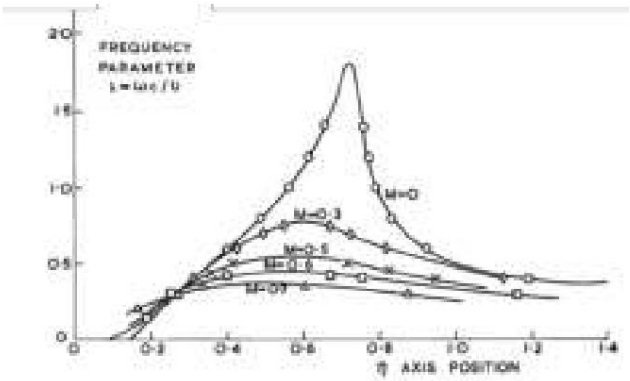


Рис. 18. Карта устойчивости бесконечного каскада плоских пластин с ξ = 45°, s/c = 1,0, η = x/c.
(Уайтхед, 1974).

8. Выводы

В данной статье исследовано влияние расположения оси тангажа и приведенной частоты на аэроупругую устойчивость дозвуковой незаторможенной каскадной линейной компрессорной установки. Численное моделирование было проверено на основе экспериментальных измерений и впоследствии использовано для параметрического исследования. Испытанный диапазон пониженных частот и формы колебаний репрезентативны для современных компрессоров, но благодаря малому углу падения, малому развалу и дозвуковому притоку нагрузка каскада сравнительно невелика. Это одна из возможных причин, почему предел устойчивости возникает при гораздо более низких коэффициентах падения по сравнению с литературными данными для сильно нагруженных лопастей вентилятора. Результаты подтвердили сильную зависимость стабильности от пониженной частоты и компонента «погружение-закручивание», о которой сообщалось в литературе. Мы также показали, что между этими параметрами нет монотонных тенденций, поэтому параметр устойчивости должен содержать комбинацию частоты и отношения погружения к закручиванию. Было также показано, что минимальное аэродинамическое демпфирование не происходит при форме чистой формы крутки, а скорее представляет собой комбинацию сил погружения и скручивания, которая создает наибольшую нестабильность, когда x/c находится позади полухорды. Было показано , что соотношение угла наклона , вызванного плунжерным движением, к углу падения, вызванного крутящим движением, является действительным критерием устойчивости на ранних стадиях проектирования двигателя, несмотря на изменения в нагрузке по сравнению с трансзвуковым вентилятором. В дальнейших исследованиях будет учитываться влияние нагрузки на лопатки и числа Маха на входе .

Вклад автора: концептуализация, SS (Сабина Шнайдер), DP и SS (Сина Стапельфельдт); курирование данных, GH и JG; формальный анализ, GH и JG; приобретение финансирования, SS (Сабина Шнайдер), DP и SS (Сина Стапельфельдт); расследование, GH и JG; методология, GH и JG; администрация проекта , SS (Сабина Шнайдер); программное обеспечение, GH и JG; надзор, ДП и СС (Сина Стапельфельдт); визуализация, GH; письмо — первоначальный вариант, GH и SS (Сина Стапельфельдт); написание — рецензирование и редактирование, GH, JG, SS (Сабина Шнайдер), DP и SS (Сина Стапельфельдт). Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование финансировалось в рамках промышленной коллективной исследовательской программы (IGF/CORNET № 128 EN, номер проекта FVV 1331). Он был поддержан Федеральным министерством экономики и энергетики (BMWi) через AiF (Немецкая федерация ассоциаций промышленных исследований eV) и Советом по исследованиям в области инженерных и физических наук через студенческую стипендию iCASE (Ref 18000181).

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарность: Авторы хотели бы поблагодарить компанию Rolls-Royce plc за спонсорство данного исследования и разрешение на его публикацию. Авторы также благодарят Бернхарда Мьюка из Rolls-Royce Deutschland и Каэтано Пенга из Rolls-Royce UK за их научный вклад.

Machine Translated by Google

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

В данной рукописи используется следующая номенклатура:

1F	Режим первого закрылка
АИК	Коэффициент аэродинамического влияния
IBPA	Фазовый угол между лопатками
ND	Узловой диаметр
RANS	Усреднение Рейнольдса Навье-Стокса
SDOF	Единая степень свободы
ПС	Сторона давления
SS	Сторона всасывания
VBM	Модуль вибрационного лезвия
ζ	Аэродинамический коэффициент демпфирования
θplunge	Амплитуда падения падения
θшаг	Амплитуда падения высоты тона
ξ	Угол шатания
φ	Отношение падения к тангажу
с	Аккорд
ж	Частота вибрации
к	Приведенная частота, k = 2π f c/u
М	Число Маха
с	Подача
ты	Скорость потока на входе
х	Расположение оси наклона
я	Длина рычага

Ссылки

1. Уайтхед Д.С. Влияние сжимаемости на неостановившийся крутильный флаттер. Отчеты Совета по авиационным исследованиям и Меморандумы. 1974 год; Том 3754. Доступно онлайн: https://reports.aerade.cranfield.ac.uk/handle/1826.2/3032. (доступ 10 ноябрь 2021 г.).
2. Холливелл, Д. Фан Сверхзвуковой флаттер: прогнозирование и анализ испытаний. Отчеты и меморандумы Совета по авиационным исследованиям. 1975 год; Том 3789. Доступно онлайн: https://reports.aerade.cranfield.ac.uk/handle/1826.2/3068. (по состоянию на 5 ноября 2021 г.).
3. Вахдати, М.; Кампсти, Н. Аэроупругая неустойчивость в трансзвуковых вентиляторах. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2015, 138, 022604. [CrossRef]
4. Пановский Ю.; Килб, Р.Э. Метод проектирования для предотвращения флаттера лопаток турбины низкого давления. Дж. Инж. Газовые турбины Мощность 2000, 122, 89–98. [Перекрестная ссылка]
5. Чжао Ф. Влияние формы моды и акустического порыва ветра на устойчивость флаттера лопастей. В материалах 15-го Международного симпозиума. «Нестационарная аэродинамика, аэроакустика и аэроупругость турбомашин», ISUAAAT, Оксфорд, Великобритания, 24–27 сентября 2018 г.; стр. 1–10.
6. Уайтхед, Д.С. Коэффициенты силы и момента для вибрирующих аэродинамических крыльев в каскаде. Отчеты Совета по авиационным исследованиям и Меморандумы. 1962 год; Том 3254. Доступно онлайн: https://reports.aerade.cranfield.ac.uk/handle/1826.2/3828. (доступ 20 ноябрь 2021 г.).
7. Нипкау Дж.; Пауэр, Б.; Джордан, М. Аэромеханическое проектирование и испытание современного высоконагруженного вентилятора. В трудах ASME Turbo Expo 2017: Техническая конференция и выставка турбомашин, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; Том 2, стр. 1–11. [Перекрестная ссылка]
8. Ли, КБ; Уилсон, М.; Вахдати, М. Численное исследование аэроупругой неустойчивости тихоходного вентилятора. Я. Турбомах. 2017, 139, 071004. [Перекрестная ссылка]
9. Карта, Ф.О. Нестационарная периодичность колеблющихся каскадных профилей. В материалах ASME International Gas 1982 г. Турбинная конференция и выставка. Американское общество инженеров-механиков, Лондон, Великобритания, 18–22 апреля 1982 г.; стр. 1–15. [Перекрестная ссылка]
10. Мальзахер, Л.; Гейст, С.; Пейч, Д.; Хеннингс, Х. Испытательная установка низкоскоростного компрессора для исследования флаттера. В материалах Том 7B: Структуры и динамика, Американское общество инженеров-механиков, Сеул, Корея, 13–17 июня 2016 г.; стр. 1–12. [Перекрестная ссылка]
11. Сайма А.; Вахдати, М.; Имрегун, М. Интегрированный нелинейный подход к прогнозированию вынужденного реагирования турбомашин. Часть 1: Формулировка. J. Структура жидкостей. 2000, 14, 87–101. [Перекрестная ссылка]
12. Вахдати, М.; Симпсон, Г.; Имрегун, М. Механизмы флаттера лопаток вентилятора с широкой хордой. Я. Турбомах. 2011, 133, 041029. [CrossRef]
13. Стапельфельдт, С.; Вахдати, М. О важности репрезентативных моделей двигателя для прогнозирования флаттера вентилятора. Я. Турбомах. 2018, 140, 081005. [CrossRef]

Machine Translated by Google

14. Ли, КБ; Уилсон, М.; Вахдати, М. Проверка численной модели для прогнозирования остановленных потоков в низкоскоростном вентиляторе. Часть I: Модификация модели турбулентности Спаларта-Алмараса. Я. Турбомах. 2018, 140, 051008. [CrossRef]
15. Ханамура, Ю.; Танака, Х.; Ямагучи, К. Упрощенный метод измерения нестационарных сил, действующих на вибрирующие лопасти в Каскад. Бык. JSME 1980, 23, 880–887. [Перекрестная ссылка]
16. Кроули, Э. Ф.; Холл К.К. Оптимизация и механизмы расстройки в каскадах. Дж. Инж. Газовые турбины 1985, 107, 418–426. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Возможность модернизации газотурбинных компрессоров †

Мартина Риччи [1], Стефано Джино Мозеле [2], Марчелло Бенвенуто [2], Пио Аструа [2] и Роберто Паччани [1,*] и Микеле Маркончини [1]

[1] Факультет промышленной инженерии, Флорентийский университет, Виа ди Санта Марта, 3, 50139 Флоренция, Италия; martina.ricci@unifi.it (MR); michele.marconcini@unifi.it (MM)
[2] Ansaldo Energia, Виа Никола Лоренци, 8, 16152 Генуя, Италия; StefanoGino.Mosele@ansaldoenergia.com (SGM); Марчелло.Бенвенуто@ansaldoenergia.com (МБ); Pio.Astrua@ansaldoenergia.com (Пенсильвания)
* Переписка: roberto.pacciani@unifi.it; Тел.: +39-055-275-8784 † Эта статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в материалах 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Растущее внедрение мощностей возобновляемой энергетики изменило взгляд на работу традиционных электростанций, введя необходимость достижения экстремальных непроектных условий. Существует большой интерес к разработке и оптимизации технологий, которые можно модернизировать на существующей электростанции для повышения гибкости, а также повышения производительности и снижения выбросов. В рамках европейского проекта TURBO-REFLEX исследован типовой газотурбинный компрессор F-класса, разработанный и изготовленный компанией Ansaldo Energia. Численный анализ проводился с использованием кода TRAF, который представляет собой современный решатель потоков 3D CFD RANS/URANS. Чтобы оценить возможность работы с более низкой минимальной нагрузкой на окружающую среду за счет снижения массового расхода на выходе компрессора с безопасным запасом устойчивости, были проанализированы два различных решения: продувка и дополнительное закрытие регулируемого впуска. Руководство Ванес. Численные результаты в установившемся режиме сравниваются и обсуждаются в связи с экспериментальной кампанией, проведенной Ansaldo Energia. Целью является определение целесообразности технологий и возможности внедрения в существующий парк тепловых электростанций.

Ключевые слова: осевой компрессор; минимальная экологическая нагрузка; вычислительная гидродинамика

Цитирование: Риччи, М.; Мозель, СГ; Бенвенуто, М.; Аструа, П.; Паччиани, Р.; Маркончини, М. Возможность модернизации газотурбинных компрессоров. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 3. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010003 .

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 15 сентября 2021 г.
Принято: 7 января 2022 г.
Опубликовано: 11 января 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Системы возобновляемой энергии (ВИЭ) представляют собой великую революцию на энергетическом рынке. Несмотря на их быстрое развитие, ожидаемое в ближайшие десятилетия, газовые электростанции должны сохранять ключевую роль в энергетическом горизонте, чтобы обеспечить стабильность сети и пиковый спрос, а также достигать экстремально непроектных условий. Фактически, электростанции на основе ВИЭ (в основном ветровые и солнечные фотоэлектрические) реализуются и преобразуют энергию тогда и там, где доступен источник энергии, и это не обязательно соответствует потребностям сообщества. Чтобы сохранить баланс сети, существующие программируемые установки, в основном газотурбинные (ГТ) открытого и комбинированного цикла, должны модулировать свою нагрузку, чтобы компенсировать большие колебания из-за внедрения ВИЭ [1], как показано на рисунке 1.

Machine Translated by Google

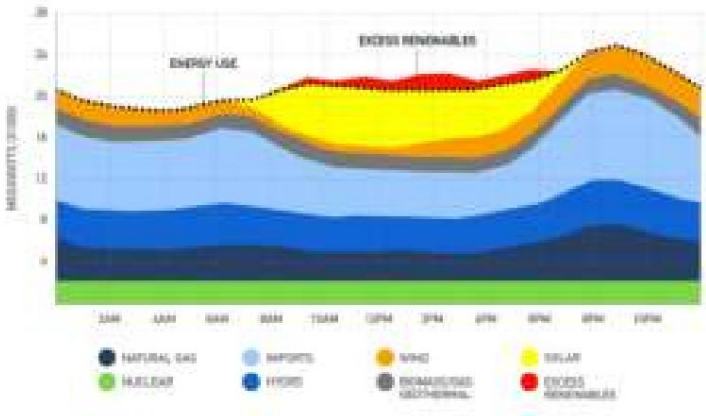


Рисунок 1. Общий ежедневный баланс электроэнергии с использованием программируемых и возобновляемых источников энергии [2].

Ожидается, что благодаря своей высокой потенциальной гибкости электростанции на базе ГТ будут продолжать играть ключевую роль в технологии преобразования энергии, несмотря на стремление к декарбонизации сети благодаря будущему использованию безуглеродного топлива, такого как водород [3]. .

Все более строгие правила, вводимые европейским сообществом, привели к сильному интересу к разработке и оптимизации технологий, которые можно модернизировать на существующей электростанции с комбинированным циклом для повышения гибкости, а также повышения производительности и снижения выбросов (General Electric [4] , Alstom Power [5], Ansaldo Energia [6]).

В рамках европейского проекта TURBO-REFLEX были разработаны некоторые модернизируемые решения для повышения минимальной нагрузки на окружающую среду (MEL) в осевых компрессорах. Фактически, цель состоит в том, чтобы уменьшить MEL, чтобы иметь увеличенный запас мощности для поддержания стабильности сети.

Возможные действия по снижению MEL газовой турбины без вредного воздействия на выбросы углекислого газа включают в себя отвод продувки, экстразакрытие впускного направляющего аппарата (IGV) и подогрев впускного отвода. Первый позволяет отбирать из компрессора высокий массовый расход и нагнетать его в диффузор турбины. Второе позволяет снизить массовый расход компрессора при уменьшении нагрузки при той же температуре горения. Наконец, третий метод, также называемый противообледенением, заключается в нагреве приточного воздуха (например, путем рециркуляции воздуха на выходе или с использованием специального теплообменника). Эти решения, позволяющие существенно снизить массовый расход и мощность газовой турбины, должны быть тщательно проанализированы и оценены с точки зрения устойчивости задних ступеней [7,8], образования льда на лопатках и лопатках первой ступени. ряды [9,10], неустойчивость, вибрация и шумовые выбросы, а также температурный предел парогенератора-утилизатора (HRSG) [11].

Целью данной статьи является оценка возможностей и надежности решателя расхода 3D CFD для прогнозирования возможности работы MEL с нижним полным компрессором путем принятия различных решений: продувки и дополнительного закрытия IGV. Типовой газотурбинный компрессор F-класса, разработанный и изготовленный компанией Ansaldo Energia, исследован в рамках европейского проекта TURBO-REFLEX. Численный анализ проводился с использованием кода TRAF, современного решателя потоков 3D CFD RANS/URANS [12].

В первой части будут представлены численные результаты в установившемся режиме, относящиеся к MEL и другим условиям эксплуатации с дополнительным закрытием IGV, которые будут подтверждены имеющимися экспериментальными данными. Во второй части были предложены три сложных рабочих режима (MEL, MEL с продувкой, MEL с дополнительным закрытием IGV и продувкой) с целью определения осуществимости технологий и возможностей внедрения в существующих тепловых электростанциях. заводской парк.

2. Вычислительная система

В настоящей работе использовался современный решатель потоков RANS/URANS собственной разработки (код TRAF [12]) . Трехмерные уравнения Навье – Стокса, осредненные по Рейнольдсу, записаны в консервативной форме в криволинейной системе координат и решены относительно плотности:

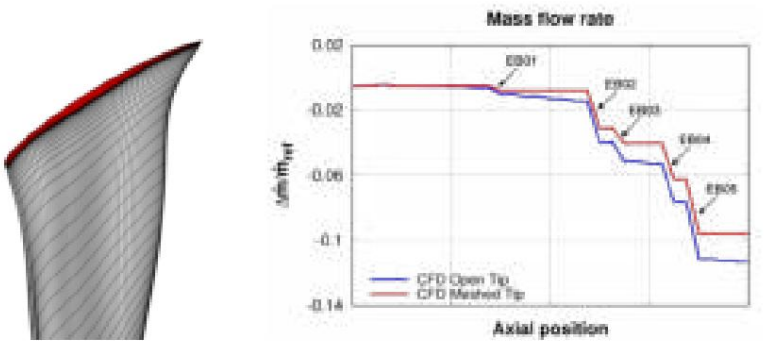
Machine Translated by Google

абсолютные компоненты импульса и полная энергия. Для дискретизации конвективных членов рассматривалась центральная схема Джеймсона–Шмидта–Тюркеля (JST) второго порядка [13] со скалярной искусственной диссипацией, а для замыкания турбулентности – формулировка Уилкокса k ω с высокими числами Рейнольдса. была выбрана модель [14] . Недавно программа была проверена для прогнозирования характеристик многоступенчатого осевого компрессора [15].

2.1. Дискретизация домена

В расчетной области учитывается полный модуль компрессора, состоящий из 15 ступеней. Каждый ряд лезвий был дискретизирован с использованием сеток O-типа с размером примерно 1,4 × 106 ячеек на блок. Входные и выходные направляющие лопатки компрессора были дискретизированы с использованием сеток H-типа с размером ячеек примерно 1,0 × 106 на блок. Плотность сетки была выбрана на основе предварительного анализа зависимости сетки. Чтобы гарантировать правильное находится разрешение границы + значение узлов сетки, ближайших к поверхности лопасти,

между 1 и 2 слоями, влияние моделирования зазора кончика лопасти оценивалось путем сравнения двух разных подходов. Модель базового наконечника, называемая «открытым наконечником», использовалась в предыдущем исследовании [16]. Он использует периодическую границу через несетчатую область над вершиной кончика лопасти, чтобы рассматривать зазорный поток как поток через отверстие с локальной интерполяцией консервативных переменных по кончику лопасти. Во второй модели, называемой «сетчатый кончик», область зазора между кончиками лопаток полностью дискретизируется с использованием сетки O-типа (рис. 2a), которая соответствует внешней сетке в плоскости между лопатками. В обеих моделях используется одинаковое количество ячеек в направлении размаха. Распределение массового расхода по всему компрессору с ротором с сетчатым наконечником и без него показано на рисунке 2b. Режим работы – эталонный, в рабочей точке, с пятью массорасходными отборами, расположенными вдоль меридиональной траектории потока (на рисунке обозначены EB). Легко заметить, что для модели с «открытым наконечником» массовый расход на выходе снижается на 1,8%, и поэтому она менее консервативна по сравнению с моделью «сетчатого наконечника». По этой причине для моделирования зазора кончика лопатки ротора компрессора был выбран новый точный «сетчатый н



(а) (б)

Рисунок 2. Вид блока сетки зазора кончика ротора (a) и распределение массового расхода для компрессора с сетчатым наконечником ротора и без него (б) (указано осевое положение выходных воздухозаборников (EB)).

2.2. Граничные условия

Входное граничное условие обеспечивает измеренное радиальное распределение общего давления , общей температуры и углов потока. Интенсивность входной турбулентности и масштаб длины турбулентности составляют 1,0% и 0,01% высоты лопатки соответственно. На выходе из расчетной области значение статического давления было задано в ступице, а радиальное равновесие использовалось для получения распределения по размаху.

Сжатая жидкость представляет собой влажный воздух и моделируется как реальный газ. Во всех представленных моделях для соединения последовательных рядов использовались плоскости смешивания с неотражающими граничными условиями (Джайлс [17,18]) . Между последним статором и OGV использовался локальный интерфейс согласования, поскольку они имеют одинаковое количество лопастей [6,19].

Machine Translated by Google

2.3. Массовая экстракция

Отбор массового потока происходит через дренажные щели, расположенные в корпусе компрессора, а расход отбираемого массового потока регулируется продувочными клапанами. Для моделирования сдува граничные условия истечения применяются в областях торцевой стенки наконечника, соответствующих прорезям для прокачки. Задается постоянное статическое давление, а другие переменные потока экстраполируются изнутри расчетной области. Заданное значение давления итеративно корректируется для соответствия желаемому количеству извлеченного массового расхода.

3. Результаты

В настоящей работе исследован промышленный осевой компрессор F-класса, разработанный, изготовленный и экспериментально испытанный компанией Ansaldo Energia. Конфигурация соответствует 15 ступеням плюс IGV и OGV, с пятью отборами массового расхода, расположенными вдоль меридионального пути потока, некоторые из которых расположены на торцевой стенке втулки, а другие - н Все лопатки, кроме IGV и OGV, закрыты. Влияние потока в полости уплотнения на основной поток рассматривалось с использованием упрощенной одномерной модели полости , основанной на корреляции [20].

Регулирование массового расхода использовалось для модуляции выходной мощности газовой турбины. С этой целью были исследованы два различных решения: выдувное извлечение и дополнительное закрытие IGV. IGV и первая лопатка статора имеют переменную шахматную конфигурацию. Угол смещения этих двух рядов можно изменять независимо. В вычислительной модели считается, что лопасть IGV всегда находится в контакте с внутренней/внешней стенкой, поэтому эффекты зазоров не учитываются при анализе CFD.

В первой части работы численные результаты в установившемся режиме, относящиеся к MEL и другим условиям эксплуатации с дополнительным закрытием IGV, обсуждаются и подтверждаются экспериментальными данными. Во второй части предложены три сложных режима эксплуатации МЭЛ с/ без отбора продувки и экстразакрытия IGV с целью оценки реализуемости технологических решений и их возможной реализации в существующем парке парогазовых электростанций.

На каждое CFD-моделирование требовалось около девяти часов при работе на 64-ядерном процессоре Intel®. Процессор Xeon® E5-2680 v2 @ 2,80 ГГц для достижения устойчивой конвергенции. Остаток RMS испытывает падение на четыре десятилетия примерно за 5000 многосеточных циклов на двух уровнях сетки. Для всех рассчитанных рабочих точек сходимость решения была получена примерно за одинаковое количество итераций, показав хорошую устойчивость даже при наличии разделенных областей течения внутри расчетной области.

3.1. Сравнение с измерениями Первая

часть работы посвящена исследованию работы компрессора в нерасчетном состоянии, называемом МЭЛ с экстразакрытием ВГВ. Эта стратегия может значительно снизить создаваемый массовый расход и выходную мощность газовой турбины; однако необходим тщательный анализ аэродинамики компрессора, чтобы гарантировать, что никакие проблемы со стабильностью не повлияют на его работу.

Экспериментальная кампания была проведена компанией Ansaldo Energia, испытав машину в трех различных конфигурациях дополнительного закрытия IGV с текущими условиями эксплуатации MEL . Оценка результатов CFD представлена путем детального сравнения с соответствующими экспериментальными данными. В частности, вычислительная модель была проверена для конфигурации T23 (представляющей модель MEL), а также для конфигураций T24 и T26, которые имеют IGV и вариант смещения первой лопатки статора по сравнению со стандартным MEL, который можно модифицировать независимо. Суммарная температура на входе для конфигураций T23 и T24 практически одинакова, а у T26 входное значение меньше (T 8°). По входному общему давлению испытания с дополнительным закрытием IGV имеют несколько большее значение по сравнению с соответствующим T23 (p +0,4%).

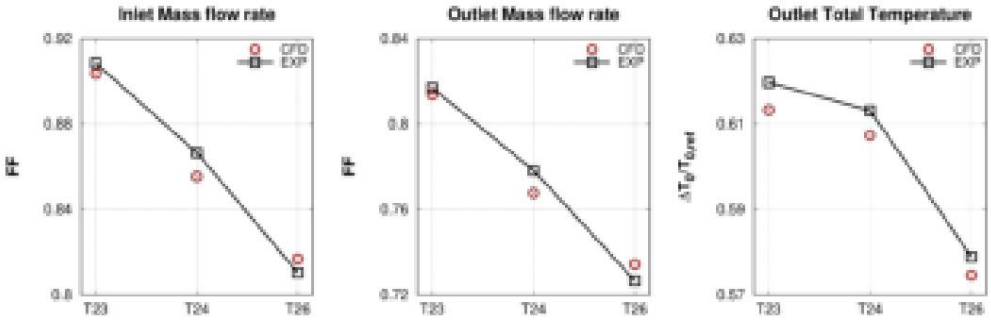
Machine Translated by Google

Численные результаты с точки зрения прогнозируемой функции потока на входе и выходе компрессора сравниваются с экспериментальными данными на рисунках 3a,b соответственно. Значения функции входного потока масштабируются как:

$$FF = FFx \quad FFre\,f / FFmean,\ T23,$$

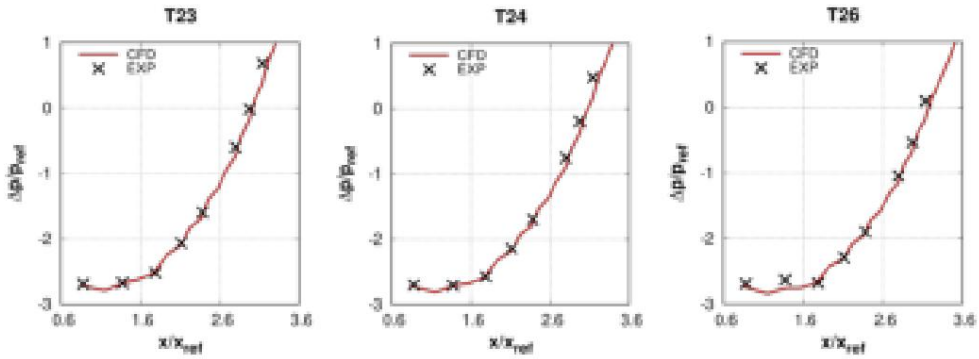
где x равен T23, T24 и T26. Согласие численных результатов с измеренными данными хорошее. Усредненная общая температура на выходе, показанная на рисунке 3c, оказывается немного заниженной для всех трех случаев. Следовательно, численный анализ имеет тенденцию переоценивать общий адиабатический КПД и недооценивать трудозатраты компрессора.

На рис . 4 показано распределение статического давления в обсадной колонне в сравнении со значениями, измеренными восемью точками отбора давления вдоль меридионального канала, что подчеркивает хорошее совпадение с экспериментальными результатами для всех рабочих точек. Небольшие расхождения наблюдаются для последней измерительной станции, расположенной перед роторным рядом девятой ступ



(а) (б) (с)

Рисунок 3. Массовый расход на входе (а) и выходе (б) компрессора и общая температура на выходе (в).



(а) (б) (с)

Рис. 4. Давление компрессора в корпусе для экспериментально проверенных рабочих точек: (а) T23 (MEL), (б) T24, (в) T26.

3.2. Стратегии снижения минимальной нагрузки на окружающую

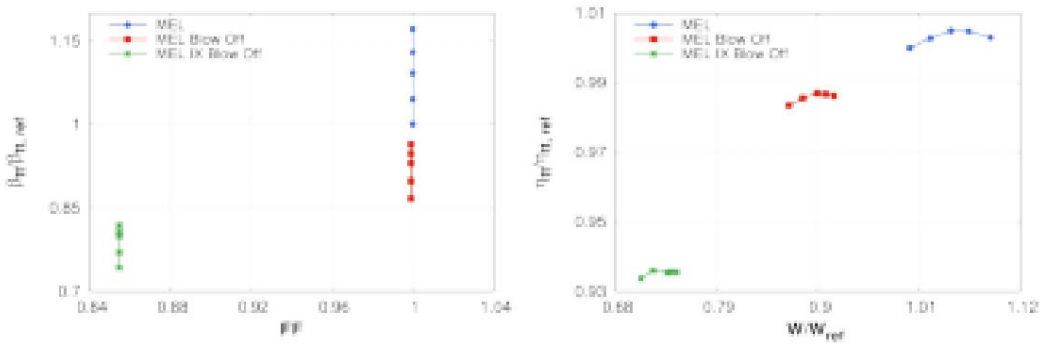
среду. Осуществимость жизнеспособных стратегий дальнейшего снижения нагрузки ГТ исследуется с использованием ранее оцененной численной модели.

Осевые компрессоры всегда оснащены продувочными клапанами для перепуска части сжатого воздуха в выхлоп турбины. Обычно эти клапаны используются во время запуска ГТ, чтобы избежать нестабильности работы компрессора. В рамках проекта «Турбо-Рефлекс» исследовалась возможность использования клапанов БО для дальнейшего снижения минимальной нагрузки на окружающую среду . Использование клапанов ВО дополнительно сочеталось с экстразакрытием IGV . С этой целью были проанализированы некоторые рабочие условия с одинаковыми граничными условиями на входе компрессора (общая температура, полное давление и абсолютный угол по

Machine Translated by Google

Давление нагнетания компрессора изменялось в широком диапазоне, чтобы найти численный запас по помпажу компрессора. Рассмотрены три режима эксплуатации: эталонный, при минимальной экологической нагрузке (MEL), с открытым продувочным клапаном, расположенным перед передней кромкой шестого несущего винта (продувка MEL), и, наконец, с IGV. экстра-закрытие, которое имеет шахматное расположение по сравнению со стандартным корпусом (продуваемый MEL IX). В этом разделе будет представлено снижение состояния MEL с помощью этих двух различных стратегий (дополнительное закрытие IGV и продувочный клапан).

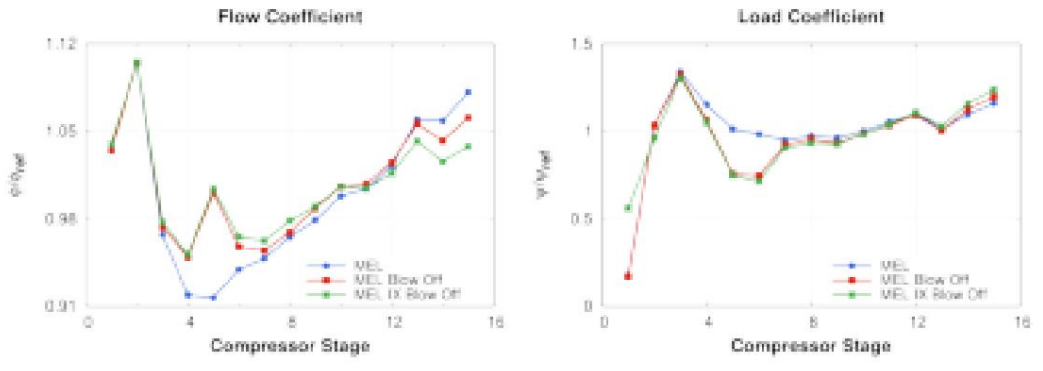
На рис . 5 показаны коэффициент общего давления и характеристики эффективности. Все значения сообщаются относительно рабочей линии в состоянии MEL. Эти кривые получены путем постепенного увеличения статического давления на выходе, начиная с рабочего состояния линии. Совместное открытие продувочных клапанов и дополнительное закрытие IGV (продувка MEL IX) снижает мощность электростанции и ухудшает эффективность компрессора. Обе стратегии снижают степень давления газовой турбины по сравнению со стандартным MEL, как показано на рисунке 5a. В частности, дополнительное закрытие IGV снижает массовый расход по сравнению со стандартным MEL. Уменьшение массового расхода привело к снижению степени давления; затем, если температура пламени фиксирована, это приводит к увеличению температуры на выходе турбин Выпускное отверстие более существенно снижает массовый расход на последних ступенях компрессора , камеры сгорания и турбины. Если поток продувочной массы повторно впрыскивается в диффузор турбины, это может значительно снизить ТЕТ.



(а) (б)

Рисунок 5. Общая степень сжатия (а) и эффективность (б).

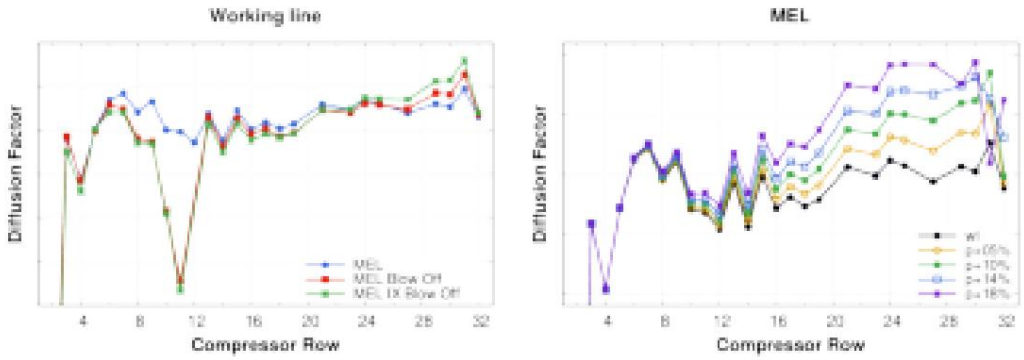
Основные эксплуатационные различия между тремя конфигурациями можно оценить с точки зрения коэффициента расхода ступени (рис. 6a) и коэффициента нагрузки (рис. 6b). Для ступеней 4, 5 и 6 происходит снижение нагрузки к положению стравливания с последующим постепенным увеличением к концу, при котором на последней ступени достигается наибольшее значение. Эволюция значения коэффициента диффузии Либлейна вдоль компрессора, показанная на рисунке 7a, использовалась как средство проверки влияния стратегий снижения MEL на аэродинамику компрессора.



(а) (б)

Рисунок 6. Коэффициент расхода ступени (а) и коэффициент нагрузки (б).

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 7. Сравнение коэффициента диффузии между анализируемыми конфигурациями MEL (a) и стандартными условиями эксплуатации MEL с частичной нагрузкой (b).

Локальные значения коэффициента диффузии Либлейна первоначально рассчитываются относительно меридиональных трубок потока и учитывают изменения радиуса и AVDR, т. е. трехмерные аспекты потока в каждом ряду лопастей:

$$ДФ = 1 - \frac{\text{что делать}}{\text{победить}} + \frac{(rw\theta)}{2\sigma mrmwin} \quad (1)$$

Уравнение (1) применяется вдоль каналов потока между передней и задней кромками лопасти, при этом скорости принимаются относительно ряда лопастей (см. рисунок на рисунке 8). Прочность лопаточного венца σm рассчитывается относительно средней трубы потока, т. е. той, которая поровну делит массовый расход по высоте лопатки (рис. 8):

$$\sigma M = \frac{См,}{см = см} \quad \frac{2\pi rm,}{H} rm = \frac{}{rm,вход + rm,выход\ 2}$$

где Cm — расстояние между положениями передней и задней кромок лопасти. Наконец, коэффициенты локальной диффузии, соответствующие различным трубам потока, усредняются для получения единого значения DF , которое считается репрезентативным для всего ряда лопаток.

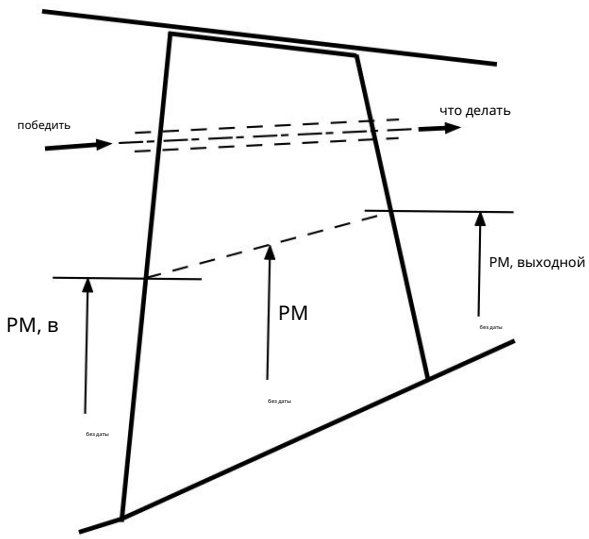


Рис. 8. Меридиональная схема для определения коэффициента диффузии.

В этой работе DF используется в качестве показателя предельной нагрузки каждого ряда лопаток и, следовательно, аэродинамической устойчивости компрессора. Чем выше коэффициент диффузии, тем меньше запас срыва лопаточного ряда.

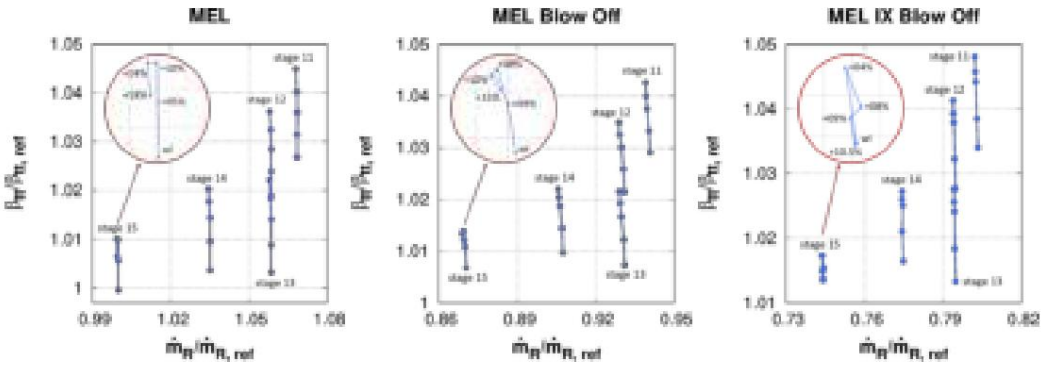
Machine Translated by Google

Сброс расположен у ротора 6 или ряда 12, и из рисунка видно, что по мере приближения потока к слива коэффициент диффузии уменьшается. Преодолевая утечку, коэффициент диффузии резко возрастает до последней ступени (статора 15), где он достигает наибольшего значения. Когда дополнительное закрытие IGV сочетается с открытием BO, на заключительном этапе коэффициент диффузии еще больше увеличивается.

Следовательно, при этих двух стратегиях (продувка MEL и продувка MEL IX) происходит снижение нагрузки в первой части компрессора (строки 6–24), а затем увеличение нагрузки в последних трех. стадии, что подтверждается рисунком 6b.

На рис . 7б показана эволюция ДТ в режиме MEL при изменении давления нагнетания компрессора в широком диапазоне до 18% от рабочего. В последнем статоре (лопатка 15 или ряд 31) сосредоточены основные отличия. До 10% коэффициент диффузии имеет самые высокие значения для всего компрессора. Затем при 14% он начинает снижаться, а при 18% происходит резкое падение. Фактически, судя по характеристикам ступени CFD (рис. 9a), ступень 15 достигает запаса численной устойчивости при 14% давления нагнетания.

На рисунке 9 представлена карта компрессора для этапов 11–15. Предел численной стабильности определяется с использованием пикового коэффициента давления ступени. Численный запас по перенапряжению определяется на основе численного предела устойчивости.



(а) (б) (с)

Рисунок 9. Карта ступеней компрессора для (a) MEL, (b) MEL+Blow-Off, (c) MEL+Blow-Off+IGV Extra Closure.

Области рециркуляции вблизи торцевой стенки компрессора для ступеней с 10 по 15 с OGV показаны на рисунке 10. Они позволяют предположить, что, если считать отрыв угла ступицы наиболее важным источником нестабильности, механизм срыва не изменится для трех рабочих условия. С учетом характеристики ступени 15 (рис. 9) запас численной устойчивости для режимов работы с продувкой MEL, IX и IX соответственно постепенно снижается. Такое наблюдение согласуется с коэффициентом диффузии ступени 15 в рабочей точке (рис. 7a), который для IX и IX с режимами продувки постепенно увеличивается по сравнению со значением, принятым в условии MEL.

Численный анализ предсказывает широкое угловое разделение в ступице рядов статора , как это наблюдалось в аналогичных условиях другими авторами (Vo, 2008 [21], Lei, 2008 [22]). Такая структура течения более заметна для четырнадцатого ряда статора и увеличивает его габариты на CV15 и OGV. При увеличении противодавления угловой срыв ступицы увеличивается как по размеру, так и по размаху проникновения, что указывает на то, что последние ступени вот-вот откажутся [23].

Machine Translated by Google

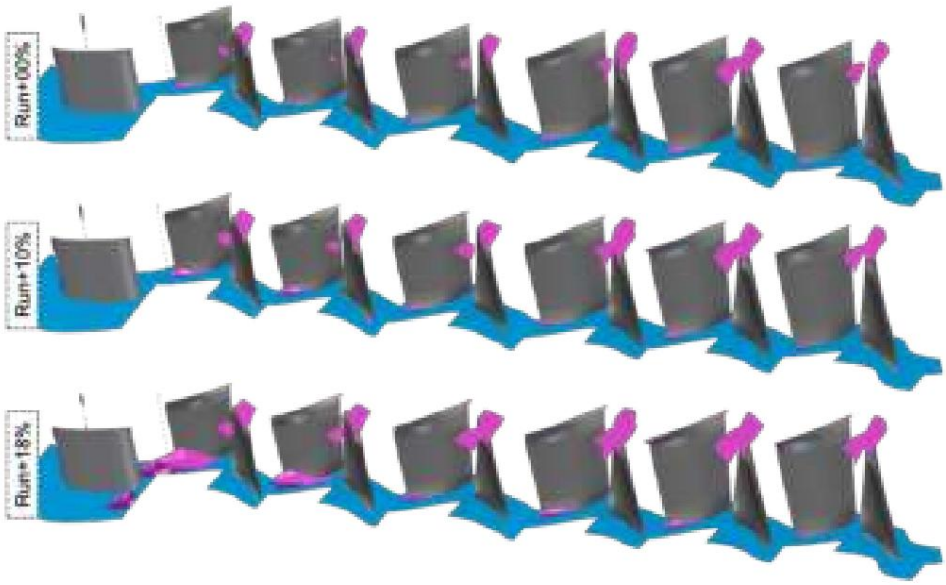


Рис. 10. Вид этапов 10–15 + ОГВ; Области рециркуляционного течения выделены изоповерхностью нулевой осевой скорости (поток идет справа налево).

4. Выводы

В настоящей работе были оценены возможности и надежность 3D-решателя потока CFD для прогнозирования возможности работы MEL с нижним полным компрессором. Были проанализированы два различных решения: выдувное извлечение и дополнительное закрытие IGV.

Численные результаты в установившемся режиме для трех различных конфигураций дополнительного закрытия IGV с текущими условиями эксплуатации MEL были представлены и подтверждены экспериментальными данными. Хорошая точность расчета массового расхода и общей температуры была достигнута за счет использования сетчатого зазора на наконечнике по сравнению со стратегией открытого наконечника. Даже для самых критических условий результаты CFD полностью соответствуют экспериментальным. Хорошо воспроизведено значительное снижение массового расхода и выходной мощности газ

Во второй части работы были проанализированы три сложных режима эксплуатации: стандартный MEL, с открытым продувочным клапаном, и дополнительный затвор IGV. Комбинированные стратегии снижают мощность электростанции. В частности, дополнительное увеличение коэффициента диффузии и уменьшение массового расхода через последние ступени достигается за счет открытия продувочного клапана. Соединение открытия BO и дополнительного закрытия IGV позволяет дополнительно снизить массовый расход с последующим увеличением коэффициента диффузии в задней части компрессора. Установлено , что основные различия рассматриваемых условий эксплуатации сосредоточены в последнем ряду статора. В частности, характеристики ступени 15 показывают, что запас численной устойчивости для режимов работы с продувкой MEL, IX и IX постепенно снижается. Численный анализ предсказывает большое расстояние между углами ступицы в CV14, CV15 и OGV, которое увеличивается в размерах при увеличении противодавления .

Подтверждена жизнеспособность обеих технологий в существующем парке теплоэлектростанций . Открывая продувочные клапаны или закрывая IGV, газовая турбина может работать с меньшим массовым расходом при постоянной температуре пламени и, следовательно, производить меньшую мощность и сжигать меньше топлива, чем в стандартном случае.

Считается, что предложенная численная схема и установка осуществимы и способны обеспечить надежные показатели производительности при анализе промышленных компрессоров, работающих в сильно отклоняющихся от проекта условиях.

Machine Translated by Google

Вклад автора: концептуализация, PA, MB, SGM, методология, RP, MM, MR, программное обеспечение , MR, RP, MM, валидация, MR, MM, RP, SGM, MB, формальный анализ, RP, MM, исследование. ация, MR, SGM, MB, написание — подготовка оригинального проекта, MR, RP, MM, написание — рецензирование и редактирование, РП, ММ, визуализация, МР, супервизия, ПА, СГМ, РП, ММ, администрирование проекта , ПА, МБ, СГМ, ММ, РП. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукопись.

Финансирование: Это исследование финансировалось исследовательской и инновационной программой Horizon 2020 Европейского Союза. программы по грантовому соглашению № 764545.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Мы хотели бы поблагодарить наших коллег-партнеров по программе Европейского Союза H2020 TURBO-REFLEX за разрешение опубликовать наши результаты в этой статье.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

БО	продувка
ИГВ	Входной направляющий аппарат
IX	IGV дополнительная застежка
МЭЛ	Минимальная нагрузка на окружающую среду
ОГВ	Выходной направляющий аппарат
ВИЭ	Системы возобновляемой энергии
ТЕТ	Общая температура на выходе
Номенклатура	
АВДР	Осевая скорость по отношению плотности, AVDR = $\frac{(\rho c_x)_{выход}}{(\rho c_x)_в}$
с	Абсолютная скорость
С	Хорда лезвия
ДФ	Коэффициент диффузии (Либлейна), DF = 1 - $\frac{\text{что делать}}{\text{победить}} + \frac{(rw\theta)}{2\sigma mrmwin}$
ФФ	Функция расхода на входе, FF = $\frac{\dot{м}\sqrt{T0}}{p0}$
час	Удельная энтальпия
$\dot{м}$	Массовый расход
Н	Количество лопастей
п	Давление
р	Радиус
с	Тангенциальное расстояние между рядами лезвий
ты	Периферийная скорость, u = Ωr
Т	Абсолютная температура
х	Осевая координата
ш	Относительная скорость
Вт	Потребляемая мощность компрессора
β	Степень давления
η	Изэнтропический КПД
φ	Коэффициент расхода, φ = $\frac{c_x}{ты}$
ψ	Коэффициент нагрузки, ψ = $\frac{h0}{ты^2}$
σ	Средняя прочность лопаточного ряда, σ = $\frac{См}{см}$
Индексы	
0	Общее количество
в	Вход
м	Иметь в виду
вне	Выход
ссылка	Ссылка
тт	Итого к итогу
х	Осевой
ρ	Плотность
θ	Тангенциальный

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Ручти, К.; Оля, Х.; Франица, К.; Эрсам, А.; Баувер, В. Электростанции комбинированного цикла как идеальное решение для балансировки колебаний в сети — возможности быстрого запуска. В материалах 43-го коллоквиума по технологиям электростанций, Дрезден, Германия, 18–19 сентября 2011 г.
2. Хейли/KQED, Т. Калифорния, ISO. Доступно онлайн: https://www.kqed.org/science/610026/what-will-california-do-with-too-. очень солнечный (по состоянию на 15 сентября 2021 г.).
3. Кьеза, П.; Лозза, Г.; Маццокки, Л. Использование водорода в качестве топлива для газовых турбин. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 2005, 127, 73–80. [Перекрестная ссылка]
4. Магни, Ф.; Гримм, Ф.; Сорато, С.; Микели, М. GT13E2 Работа при низкой частичной нагрузке: повышенная гибкость при нагрузке до 30%. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Том 3: Уголь, биомасса и альтернативные виды топлива; Цикл инноваций; электроэнергия; Промышленность и когенерация; Органические энергетические системы с циклом Ренкина; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2016 г. [CrossRef]
5. Теркорн Д.; Гасснер, М.; Лонне, В.; Чжан, М.; Бернеро, С. Расширение эксплуатационной гибкости ПГУ при нагрузке ниже 30% с использованием концепции отключения горелки промежуточного нагрева. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Том 3: Уголь, биомасса и альтернативные виды топлива; Цикл инноваций; электроэнергия; Промышленность и когенерация; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2015 г. [CrossRef]
6. Чоффи, М.; Пиола, С.; Пуппо, Э.; Силингарди, А.; Бонзани, Ф. Снижение минимальной нагрузки на окружающую среду в газовых турбинах большой мощности с помощью дренажных линий. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Том 3A: Уголь, биомасса и альтернативные виды топлива; Цикл инноваций; электроэнергия; Промышленность и когенерация; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2014 г. [CrossRef]
7. Коцци, Л.; Рубечини, Ф.; Маркончини, М.; Арноне, А.; Аструа, П.; Шнайдер, А.; Силингарди, А. Проблемы CFD- моделирования многоступенчатых осевых компрессоров. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Том 2Б: Турбомашины; ASME: Нью- Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2017 г. [CrossRef]
8. Коцци, Л.; Рубечини, Ф.; Джованнини, М.; Маркончини, М.; Арноне, А.; Шнайдер, А.; Аструа, П. Учет радиального перемешивания в осевых компрессорах с помощью вычислительной гидродинамики. Я. Турбомах. 2019, 141, 031012. [CrossRef]
9. Дьякунчак И.С. Ухудшение характеристик промышленных газовых турбин. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 1992, 114, 161–168. [Перекрестная ссылка]
10. Оджо, Колорадо; Швилле, К.; Немет, А.; Зирер, Т.; Никлас, М. Оптимизация противообледенительных ограничений для газовых турбин Alstom на основе теории образования льда. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Том 1: Авиационный двигатель; Керамика; Уголь, биомасса и альтернативные виды топлива; Органы управления, диагностика и контрольно-измерительные приборы; Образование; электроэнергия; Награды и почести; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2009 г.; стр. 871–879. [Перекрестная ссылка]
11. Мендоса, Э.; Лин, Т.; Цзян, Х. Снижение предельной температуры выхлопных газов газовой турбины из-за ограничений котла-утилизатора путем изменения кривой управления для оптимизации работы и производительности установки. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Том 3: Уголь, биомасса и альтернативные виды топлива; Цикл инноваций; электроэнергия; Промышленность и когенерация; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2015 г. [CrossRef]
12. Арноне А. Вязкостный анализ трехмерного потока ротора с использованием многосеточного метода. Я. Турбомах. 1994, 116, 435–445. [Перекрестная ссылка]
13. Джеймсон, А.; Шмидт, В.; Тюркель, Э. Численные решения уравнений Эйлера методами конечных объемов с использованием пошаговых схем Рунге – Кутты. В материалах 14-й конференции по динамике жидкости и плазмы, Пало-Альто, Калифорния, США, 23–25 июня 1981 г.; Документ AIAA 81–1259.
14. Уилкокс Д.М. Многомасштабная модель турбулентных потоков. AIAA J. 1988, 26, 1311–1320. [Перекрестная ссылка]
15. Бурбери, К.; Микеласси, В.; Скотти дель Греко, А.; Лоруссо, С.; Тапинасси, Л.; Маркончини, М.; Паччиани, Р. Проверка устойчивых и нестационарных стратегий CFD при проектировании осевых компрессоров для газотурбинных двигателей. Аэросп. наук. Технол. 2020, 107, 106307. [Перекрестная ссылка]
16. Мозель, СГ; Гарбарино, Т.; Шнайдер, А.; Коцци, Л.; Арноне, А.; Гойнис, Г.; Хедквист, С. Решения по модернизации компрессоров в газовых турбинах большой мощности для минимального снижения нагрузки на окружающую среду. Веб-конференция E3S. 2019, 13, 01012, [CrossRef]
17. Джайлс М.Б. Неотражающие граничные условия для уравнений Эйлера; Технический отчет; Отчет CFDL 88-1; Кафедра аэродинамики Массачусетского технологического института. и астро.: Бостон, Массачусетс, США, 1988.
18. Джайлз, М.Б. UNSFLO: Численный метод расчета нестационарного невязкого потока в турбомашинах; Технический отчет; ГТЛ 195; Департамент Массачусетского технологического института Аэро. и астро.: Бостон, Массачусетс, США, 1988.
19. Чоффи, М.; Пуппо, Э.; Силингарди, А. Фанно Проектирование линий продувки в газовых турбинах большой мощности. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Том 4: Керамика; Концентрация солнечных электростанций; Органы управления, диагностика и контрольно-измерительные приборы; Образование; электроэнергия; Вентиляторы и воздуходувки; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2013 г. [CrossRef]
20. Рубечини, Ф.; Маркончини, М.; Арноне, А.; Чекки, С.; Дакка, Ф. Некоторые аспекты CFD-моделирования при анализе скважин низкого давления Паровая турбина. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Статья № GT2007-27235; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США; 2007.
21. Во, HD; Тан, CS; Грейтцер, ЭМ-критерии для вращающегося срыва, инициированного спайком. Я. Турбомах. 2008, 130, 011023. [CrossRef]
22. Лей, В.М.; Спаковский, З.С.; Грейцер, Э.М. Критерий остановки угла ступицы осевого компрессора. Я. Турбомах. 2008, 130, 031006. [Перекрестная ссылка]
23. Шнайдер А.; Силингарди, А.; Аструа, П.; Пуппо, Э.; Депало, С. Срыв наконечника ротора с точки зрения дизайнера. В материалах 12-я Европейская конференция по турбомашинам, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.; Бумага ETC2017-343.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Захваченные акустические моды в осевом многоступенчатом компрессоре Приводит к несинхронной вибрации лезвия †

Анн-Лиз Фике [1,*], Стефан Обер [1], Николя Буффаз [2], Агата Веркутер [2] и Кристоф Брандстеттер [1]

1 Центральная школа Лиона, CNRS, Университет Клода Бернара Лиона 1, INSA Лион, LMFA, UMR5509, 69130 Экюлли, Франция; Stephane.aubert@ec-lyon.fr (ЮАР); christoph.brandstetter@ec-lyon.fr (CB)
2 вертолетных двигателя Safran, группа Safran, 64510 Борд, Франция; nicolas.buffaz@safrangroup.com (NB); agathe.vercoutter@safrangroup.com (AV)
* Адрес для переписки: anne-lise.fiquet@doctorant.ec-lyon.fr
† Данная статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в журнале Proceedings of 14th European Конференция по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: В экспериментальной многоступенчатой высокоскоростной компрессорной установке на неполной скорости наблюдались несинхронные вибрации лопаток . Чтобы понять наблюдаемое явление, было проведено подробное численное исследование путем выполнения нестационарного моделирования всей установки с использованием усреднения Рейнольдса-Стокса (RANS) по всему кольцу с использованием решателя elsA. Для наблюдения такого рода явлений вдоль интересующей линии скорости было смоделировано несколько условий эксплуатаци По результатам моделирования выявлен физический источник несинхронной вибрации лопаток : в высоконагруженном заднем роторе возникает аэродинамическое возмущение, возбуждающее вращающуюся акустическую моду. Между колебаниями пограничного слоя лопатки и вращающейся акустической модой возникает явление «захвата» . Возникновение аксиально распространяющихся акустических волн может привести к сложному механизму связи, и это явление весьма актуально для понимания мультифизических взаимодействий, возникающих в современных компрессорах. Показано, что аэродинамические возмущения, возникающие ниже по потоку, могут привести к критическому возбуждению лопаток винта на входных ступенях за счет аксиально распространяющейся акустической волны. Статья включает анализ соответствующего переходного теста и подробный анализ численных результатов. Исследование показывает возможность и необходимость многоступенчатого моделирования всего затрубного пространства для понимания этого явления.

Ключевые слова: осевой многоступенчатый компрессор; захваченные акустические моды; несинхронная принудительная реакция

Цитирование: Фике, А.-Л.; Обер, С.; Буффаз, Н.; Веркуттер, А.; Брандштеттер, К. Захваченные акустические моды в осевом многоступенчатом компрессоре, приводящие к несинхронным вибрациям лопаток. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 6. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010006 .

Поступила: 14 сентября 2021 г.
Принято: 28 января 2022 г.
Опубликовано: 4 февраля 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности аации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Несинхронным колебаниям (НСВ) уделяется большое внимание с 1990-х годов [1–6]. Термин «NSV» используется для описания конкретного аэроупругого явления, когда характеристическая частота не связана с частотой вала. К сожалению, множество явлений может привести к несинхронным колебаниям лопаток турбомашин, таким как флаттер [7], тряска или срыв вращения. Термин «NSV» широко использовался для обозначения аэроупругого явления, при котором вибрации лопастей измеряются без точной терминологии.

В соответствии со случаями «NSV», описанными в литературе, можно дать следующие характеристики: • Вибрации лопастей, вызванные конвективными явлениями: этот тип «NSV» обычно вызывается мелкомасштабными аэродинамическими возмущениями, которые конвективно распространяются по окружности и могут адаптируют свою фазу к вибрации лопастей [8]. Еще до установления колебаний лопастей было замечено, что эти аэродинамические возмущения уже присутствовали со случайным азимутальным распределением и характерной окружной фазовой скоростью. После установления «NSV» эта характеристическая фазовая скорость слегка изменяется, чтобы обеспечить совпадение аэродинамических возмущений с когерентной собственной модой лопатки. Обычно явления такого рода возникают в современных роторах трансзвуковых компрессоров в условиях сильного дрос

Machine Translated by Google

• Акустический резонанс. В данном конкретном случае несколько вращательных мод нулевого радиального порядка могут возникать и распространяться только в одном осевом направлении из-за изменения условий распространения звука вверх и вниз по потоку от лопаточного венца [8–12]. Такое изменение условий акустического распространения позволяет реализовать только серию резонансных мод с определенным окружным волновым числом и окружной фазовой скоростью [13]. Нестабильные аэродинамические структуры потока могут синхронизироваться по фазе с акустической модой и, таким образом, служить периодическим источником энергии. Если он совпадает со структурным режимом, это может привести к разрушительным последствиям. В этом конкретном случае важно отметить, что акустическая мода, распространяющаяся назад, возникающая на следующей ступени компрессора, может совпадать с конкретной структурной модой входного ротора. Явления такого типа могут возникать далеко от предела устойчивости компрессора.

Оба механизма могут привести к сильной вибрации лезвия и повреждению конструкции. Эти явления очень актуальны для производителей двигателей, поскольку современные ступени компрессоров могут создавать чувствительные структуры потока, такие как отрывы потока или небольшие возмущения в нерасчетных условиях. Характеристика таких явлений требует особого внимания, учитывая взаимозависимость между аэродинамикой, динамикой конструкции и акустикой. Компания Safran Helicopter Engines провела комплексные эксперименты с синхронизированными аэродинамическими измерениями и измерениями вибрации лопастей, чтобы улучшить понимание и механизмы взаимодействия наблюдаемого «NSV», возникающего в исследовательском осевом компрессоре.

Как будет показано в данной статье, режимы давления, наблюдаемые в эксперименте и численном моделировании, срезаются только в одном осевом направлении (вверх по потоку или вниз по потоку). Данная статья представляет собой синтез предыдущих публикаций по этому явлению [14–17]. Основная цель - выяснить механизм асинхронных явлений, наблюдаемых экспериментально, и дать последовательное объяснение путем сравнения с численным моделированием.

Несинхронная активность наблюдалась в различных условиях эксплуатации, но в одном конкретном переходном тесте акустический режим совпадает с конструктивным режимом и приводит к значительной вибрации лопастей. В этой статье будут описаны тестовый пример и экспериментальные наблюдения, касающиеся этого асинхронного явления. Полное моделирование нестационарного затрубного пространства проводится для двух условий эксплуатации, чтобы понять возникновение этого явления. Для детальной постобработки численных результатов рассчитывается пространственное преобразование Фурье для определения доминирующих чисел окружной волны. Затем вычисляется временное преобразование Фурье для получения частот и скоростей в обеих системах отсчета.

2. Основы

В данном исследовании актуальны только несинхронные частоты. Чтобы изолировать эти несинхронные колебания, отклонение временных сигналов s рассчитывается путем вычитания ансамблевого среднего предыдущих r оборотов из мгновенного значения s(i, n) в образце i и обороте n [18]:

$$s(i, n) = s(i, n) \quad 1/r \sum_{м=1}^{p} s(i, n \quad m). \tag{1}$$

В этой работе среднее значение скользящего ансамбля, равное 4 вращениям, вычитается из экспериментальных и численных данных, чтобы сохранить только несинхронную часть необработанных данных. Все частоты в этой статье нормированы по частоте вращения вала (frot) с использованием уравнения (2), что соответствует порядку двигателя (EO).

$$ж = \frac{e}{\text{пениться}} (ЭО). \tag{2}$$

На рис . 1 представлены два частотных спектра сигнала нестационарного давления на стенке (a) и связанных с ним несинхронных колебаний давления на стенке (б) в стационарной системе отсчета. В частотном спектре (a) наблюдается синхронная и несинхронная активность. Пик частоты , соответствующий частоте прохождения лопаток несущего винта (f = 16EO), равен

Machine Translated by Google

хорошо видно в исходных данных. Этот пик не наблюдается после выделения несинхронной части, как показано на частотном спектре (б). Что касается несинхронных частот (f близких к 6 и 12EO), то их амплитуды равны в обоих спектрах. Таким образом, применяя этот метод, несинхронные частоты хорошо изолируются. Все данные, представленные ниже, содержат только несинхронную часть необработанных данных.

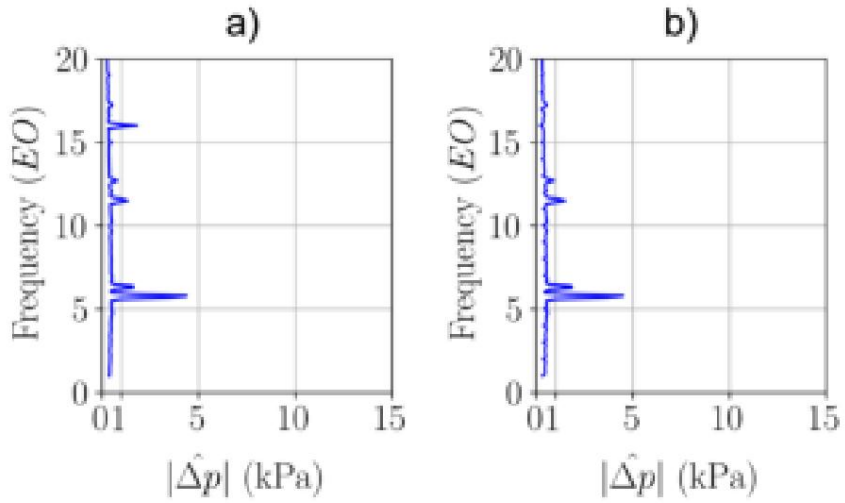


Рисунок 1. Частотные спектры в стационарной системе отсчета: (а) нестационарного сигнала давления на стенку; (б) несинхронные колебания давления на стенке после вычитания среднего значения 4 оборотов скользящего ансамбля.

Волну давления можно описать в стационарной системе отсчета как серию гармоники пространства-времени (Na, n) , как показано в уравнении (3), где PNa,n — амплитуда, f — нормированная частота в стационарной системе отсчета, а ϕNa,n представляет фазу:

$$p(r, \theta, x, \tau) = \sum_{Na=}^{} \sum_{n=0} PNa,n(r)e\, i(Na\, \theta - 2\pi\, f\, \tau + \phi Na,n(x)) \quad (3)$$

Для конкретной вращающейся волны давления в стационарной системе отсчета с нормированной частотой f *,stat, распространяющейся по окружности с окружной силой, скорость распространения, можно получить окружное волновое число |Na| с использованием с Уравнение (4) [19]. Член Ωr представляет скорость лопасти на радиусе r.

$$|Na| = |\, f^{*,стат} \frac{Омр}{статистика\ с\ реквизит}\, |. \quad (4)$$

Также можно установить окружную организацию Na из уравнения (5), скорость распространения ,rel и с rel где f соответствующую нормированной частоте и окружной частоте соответстве воздуха , измеренная во вращающейся системе отсчета:

$$Na = e^{*,отн.} \frac{Омр}{с_{опора}^{rel}}. \quad (5)$$

Связь между частотами в обеих системах отсчета определяется уравнением (6):

$$f^{*,стат} = f + Na.^{,rel} \quad (6)$$

Что касается режима вибрации конструкции, основанного на собственной ,отн. лезвие, термин частоте лопатки f, вместо окружного волнового числа используется узловой диаметр (ND) . В отличие от аэродинамических режимов узловой диаметр должен быть меньше половины числа лопастей (Nb). Если

Machine Translated by Google

структура находится в резонансе с аэродинамической модой |Na| > 0,5Nb , структурная мода , распространяющаяся в противоположном окружном направлении с ND = |Na| развивается Nb < 0.

3. Тестовый пример и результаты эксперимента 3.1.

Экспериментальная установка

Исследуемый исследовательский осевой компрессор, разработанный Safran Helicopter Engines, является представителем современного высокоскоростного многоступенчатого компрессора вертолетных двигателей. Целью испытательной кампании было исследование вибраций в каждом ряду лопаток на непроектных режимах эксплуатации. Компрессорная установка состоит из стоек, регулируемых впускных направляющих лопаток (IGV) и трех ступеней, как показано на рисунке 2. Угол смещения IGV и статоров-1 варьируется в зависимости от скорости вала. Представленное переходное испытание проводилось при постоянной частичной скорости. Таким образом, углы смещения обоих рядов в ходе эксперимента удерживаются в фиксированном положении. Что касается некоторых особенностей компрессора, зазор между вершинами всех роторов составляет менее 1% хорды, соотношение ступицы к вершине находится в пределах от 0,6 до 0,8, а соотношение сторон лопаток изменяется от 0,8 до 1,0.

На этом испытательном стенде доступны различные измерительные системы. Измерения нестационарного давления проводятся с помощью корпусных и статорных преобразователей Kulite. Эти данные измеряются в стационарной системе отсчета. Вибрации лопастей трех роторов также измеряются во вращающейся системе отсчета с помощью системы магнитных катушек [20] и технологии определения времени [21]. Система магнит-катушка состоит из небольшого магнита, установленного на кончике ротора, и катушки, установленной по окружности ротора, где измеряется напряжение, вызванное относительным движением между обоими компонентами. По сравнению с технологией измерения времени наконечника, которая измеряет смещение кончика каждой лопасти ротора, с помощью этого метода определяются вибрации только одной лопасти в каждом ряду. Для определения окружного волнового числа картины вибрации (узлового диаметра) используется обычная синхронизация наконечника. Временное преобразование Фурье измерительного сигнала распределенных по окружности оптических датчиков рассчитывается для получения амплитуды вибрации, связанной с собственными частотами конструкции для каждой лопатки. Затем вычисляется пространственное преобразование Фурье для получения разложения узлового диаметра.

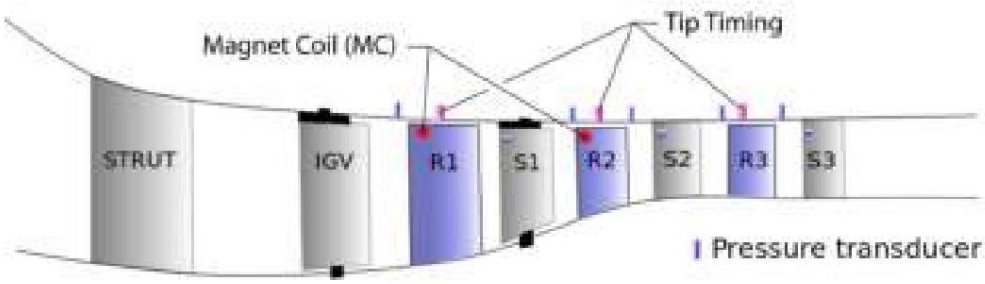


Рис. 2. Схема исследовательского компрессора Safran Helicopter Engines.

3.2. Характеристики экспериментального компрессора

Несинхронные явления наблюдались при повторных переходных испытаниях на определенной скорости [14,15]. На рисунке 3 показаны соответствующие характеристики компрессора для всей установки. Экспериментальные данные, измеренные в стабилизированных рабочих точках, показаны фиолетовыми квадратами. Во время нескольких переходных испытаний, когда дроссельная заслонка медленно закрывалась в сторону низких массовых расходов , наблюдались несинхронные колебания давления. Условия эксплуатации , в которых были измерены такие значительные колебания давления, показаны на рисунке 3 (розовая и желтая рабочие точки). Важно отметить, что эти несинхронные явления происходят далеко от предела устойчивости, в отличие от вращающегося срыва или помпажа. Самый высокий уровень амплитуды, связанный с несинхронной активностью, был измерен в переходном тесте от рабочей точки OP-A до предела устойчивости, поэтому его анализ подробно представлен в разделе 3.3. OP-B и OP-C являются двумя конкретными рабочими точками: OP-B представляет собой переключение частоты несинхронных режимов, а OP-C представляет собой начало значительного

Machine Translated by Google

Вибрация наклонного отвала, близкая к числовому состоянию OP2. Моделирование нестационарного полного затрубного пространства на OP0, OP1 и OP2 подробно описано в разделе 4.

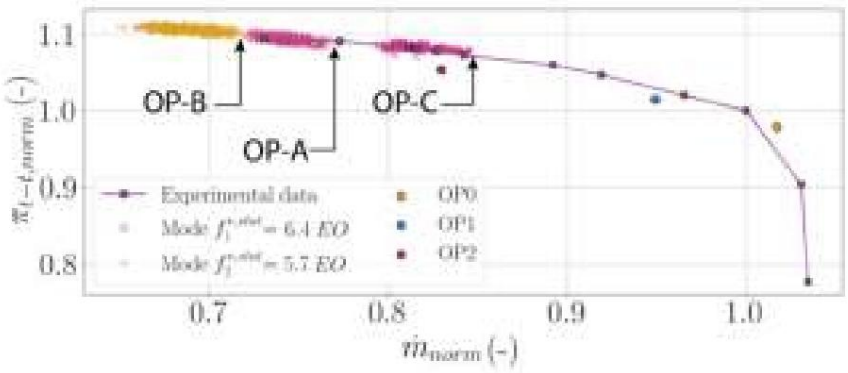


Рисунок 3. Полная характеристика компрессора из эксперимента; индикаторы несинхронной активности в переходном эксперименте (символы × и +) и средние средние показатели нестационарного моделирования (OP0, OP1 и OP2).

3.3. Переходный тест от OP-A до предела стабильности

На рис . 4 представлен обзор экспериментальных данных, измеренных в ходе рассматриваемого переходного испытания на корпусе вблизи передней кромки Ротора-2. Частотная спектрограмма колебаний давления (верхняя часть рисунка) выявляет несколько несинхронных частот в стационарной системе отсчета. На этой спектрограмме можно выделить две фазы, которые называются Фаза I и Фаза II. В нижней части рисунка также показаны средние частотные спектры для каждой фазы. Изменение фазы происходит в точке OP-B, что показано на рисунке 3. Во время фазы I отчетливо виден доминирующий несинхронный пик при f = 6,4EO . Этот пик переключается с массового расхода f $\dot{m}$ = 0,72. Таким образом, в спектрах также виден пик давления при f. Соответствующие вторые гармоники $_1^{,стат}$ к Ж $_2^{,стат}$ 1 = 5,7EO при нормализованном каждой доминирующей несинхронной частоты , а также модуляция с $_2^{,стат}$ наблюдается во второй фазе. частотой прохождения лопаток Ротора-2 (BPFRotor-2 = 23EO). В фазе I вторая гармоника имеет частоту 2 f = 12,7EO.

$_1^{,стат}$

а пики модуляции наблюдаются на БПФРотор-2 ± f $_1^{,стат}$. Во время фазы II второй Вторая гармоника аэродинамического возмущения имеет частоту 2 f $_2^{,стат}$ = 11,4EO. Оба пика, возникающие в результате модуляции частотой прохождения лопатки, идентифицированы на БПФРотор-2 ± f $_2^{,стат}$. Амплитуда несинхронных колебаний давления значительна в обеих фазах с уровнем более 8 кПа на корпусе вблизи передней кромки Ротора-2. Переключение происходит не мгновенно, а кратковременно в течение нескольких сотен оборотов, что составляет доли секунды.

Этот спектральный анализ показывает, что в компрессоре устанавливается аэродинамическое возмущение, идентифицируемое как несинхронная волна давления большой амплитуды. Во время представленного переходного теста его частота меняется в рабочей точке OP-B. При этом еще наблюдаются его вторая гармоника и модуляции с частотой прохождения лопасти. Это указывает на то, что явление стабильно и не меняет свою физическую природу между различными фазами, но меняет свое окружное волновое число.

Эти несинхронные колебания давления наблюдаются во всем компрессоре, как показано на рисунке 5. На нем представлена аксиальная эволюция средней усредненной амплитуды доминирующих волн давления для каждой соответствующей фазы. Если в одном и том же осевом положении имеются два датчика давления на стенке, вычисляется среднее значение для двух датчиков. Тенденция между обеими осевыми эволюциями одинакова в фазе I и фазе II. Наибольшая амплитуда около 13 кПа достигается на Этапе-2, а ниже по течению наблюдается быстрое затухание. Меньший уровень амплитуды измерен на корпусе возле передней кром

Machine Translated by Google

это все еще значительный уровень - более 1 кПа. Резкое падение амплитуды после статора-2 обсуждается в разделе 5.

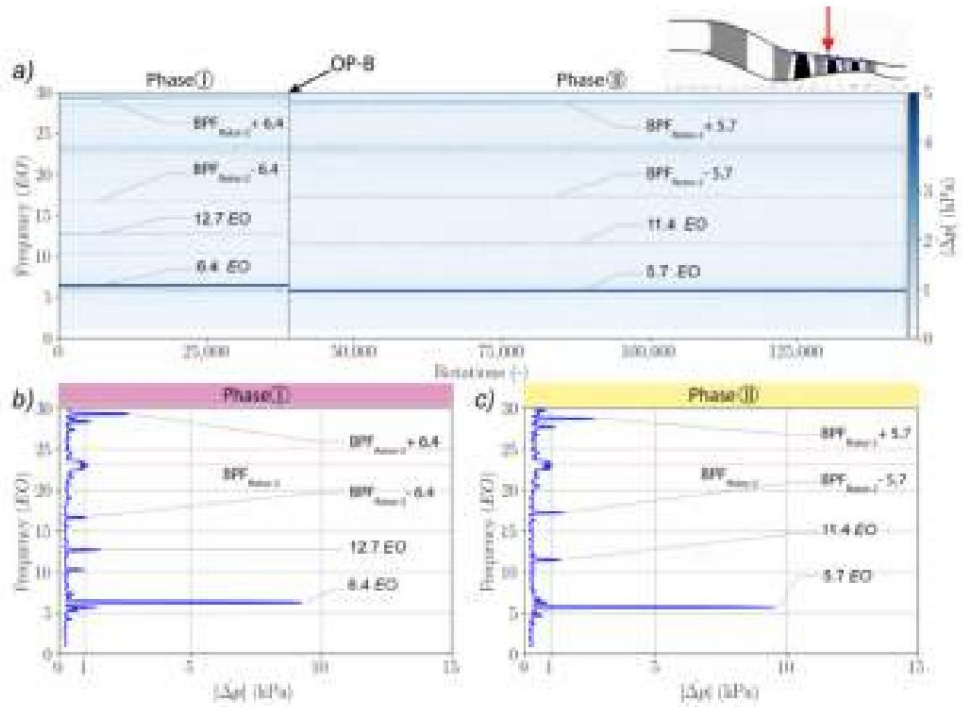


Рис. 4. Спектральный анализ пульсаций давления, измеренных на корпусе вблизи передней кромки Ротора-2: (а) частотная спектрограмма во время переходного испытания; (б) средний усредненный частотный спектр во время фазы I; (c) средний усредненный частотный спектр во время фазы II .

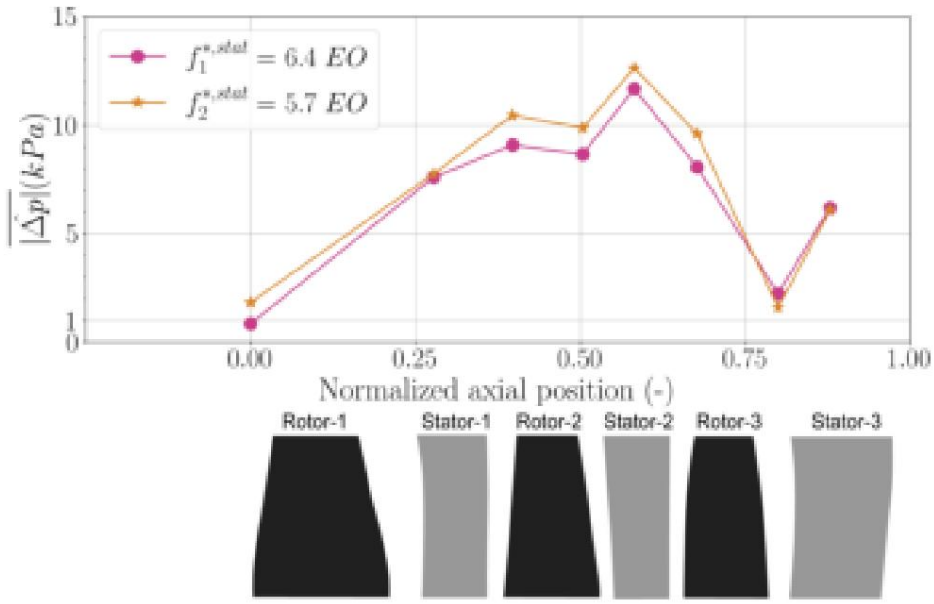


Рисунок 5. Аксиальная эволюция средней усредненной амплитуды несинхронного пика давления во время фазы I и фазы II.

В заключение, рассмотренное испытание выявило установление устойчивых несинхронных волн давления большой амплитуды во всем компрессоре. В ходе испытания выделяют две фазы. Частота режима несинхронного давления переключается с $f^{*,stat}$ = 6,4EO (Фаза I) на $f^{*,stat}$ = 5,7EO (Фаза II). Однако осевая эволюция соответствующей амплитуды остается одинаковой между обеими фазами. Важно отметить, ч

Machine Translated by Google

несинхронный режим давления, аналогичный установленному на этапе I, наблюдался при более высоких массовых расходах от ОП-С к ОП-А (см. Рисунок 3).

Технология определения времени и система магнитных катушек позволяют измерять вибрацию лопастей несущего винта во вращающейся системе отсчета. На рисунке 6 показана временная эволюция амплитуды колебаний трех репрезентативных лопастей Ротора-2. Также можно выделить фазу I и фазу II . Изменение поведения происходит в OP-B. Значительный уровень вибрации измеряется на этапе I при среднем смещении 0,3% осевой хорды (Напротив, в фазе II он быстро снижается и остается на постоянном уровне в течение этой фазы. Поскольку в Фазе II лопасти несущего винта вибрируют с меньшей амплитудой, а режим давления остается на постоянном уровне, явление, подобное самовозбуждающемуся флаттеру, можно исключить.

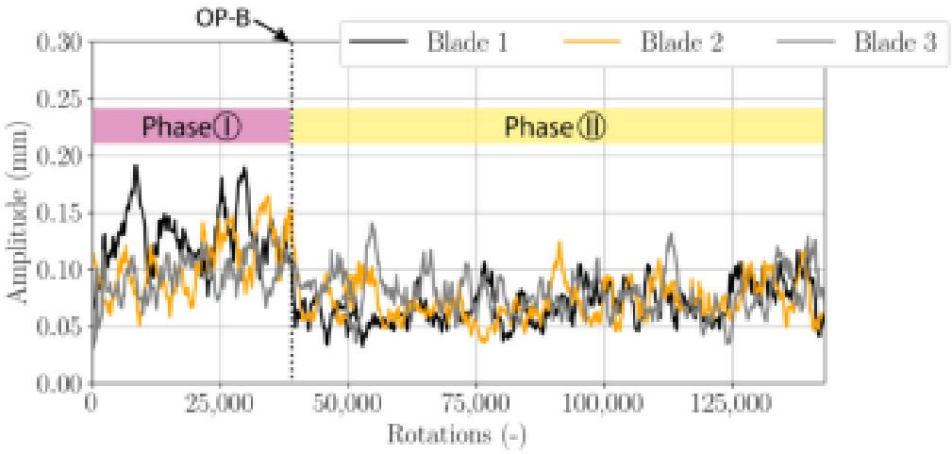


Рисунок 6. Временная эволюция амплитуды колебаний трех репрезентативных лопастей Ротора-2.

На рис . 7 представлена частотная спектрограмма сигнала магнитной катушки Ротора-2. Частоты, наблюдаемые в этом наборе данных, измерены во вращающейся системе отсчета. Большие амплитуды четко наблюдаются в течение всего испытания для первой собственной моды лопасти Ротора-2, обозначенной как Mode-1. Его частота равна f = 2,7EO. Учитывая средние усредненные частотные спектры, амплитуда структурной моды Mode-1 несколько уменьшается от фазы I к фазе II. Важно отметить, что асинхронная деятельность

$_{\text{Ротор-2}}^{\text{отн.}}$

также видно на этой спектрограмме. Пик очень малой амплитуды при f ,rel исчезает 1 ,rel = 1,4EO на этапе I

$_{2}^{\text{в}}$

фазе II. Пик при f = 1,7EO хорошо виден в фазе II. Это переключение частоты происходит в тот же момент, что и переключение частоты, наблюдаемое в стационарной системе отсчета (см. рисунок 4) в OP-B. На рисунке 7 также наблюдается явный частотный пик при ,rel f = 0,5EO в течение всего переходного теста. Сигнатура напоминает вращающуюся ячейку срыва, движущуюся по окружности со скоростью 50% скорости ротора, однако эта же сигнатура не наблюдается при измерениях нестационарного давления на стенку. Поскольку его амплитуда остается постоянной между обеими фазами, в данной работе он не исследуется, и пик не может быть объяснен на основе имеющихся данных. Эта несинхронная активность не связана с собственной модой и ее источник следует искать в динамике потока. В настоящее время необходимо определить узловой диаметр структурной моды Mode-1, чтобы определить потенциальное взаимодействие между модой давления и собственной модой лопатки.

Узловой диаметр Режима-1 может быть получен на основе данных синхронизации кончиков, которые фиксируют смещение кончиков каждой лопасти несущего винта. Зная смещение законцовки лопатки и частоту колебаний, определяют узловой диаметр структурной моды. На рисунке 8 представлено разложение узлового диаметра на собственной частоте 1-й лопасти Ротора-2 ,rel (Mode-1) f = 2,7EO для обеих фаз. Амплитуда разложения по времени кончика нормализуется по самой высокой амплитуде, достигнутой во время фазы I, для сравнения обеих фаз. Очевидно, что доминирующий образец структурной моды Режима-1 эквивалентен узловому диаметру ND = +10 во время фазы I. Плоский рисунок (ND = 0)

Ротор-2

Machine Translated by Google

тоже заметил. На II этапе вибрация лопастей Ротора-2 значительно снижается (сост.
Рисунок 6). Максимальная нормированная амплитуда сильно снижается на 70%. Тогда разложение узлового диаметра не является окончательным. Однако на этой фазе можно определить доминирующий образец ND = +3 .

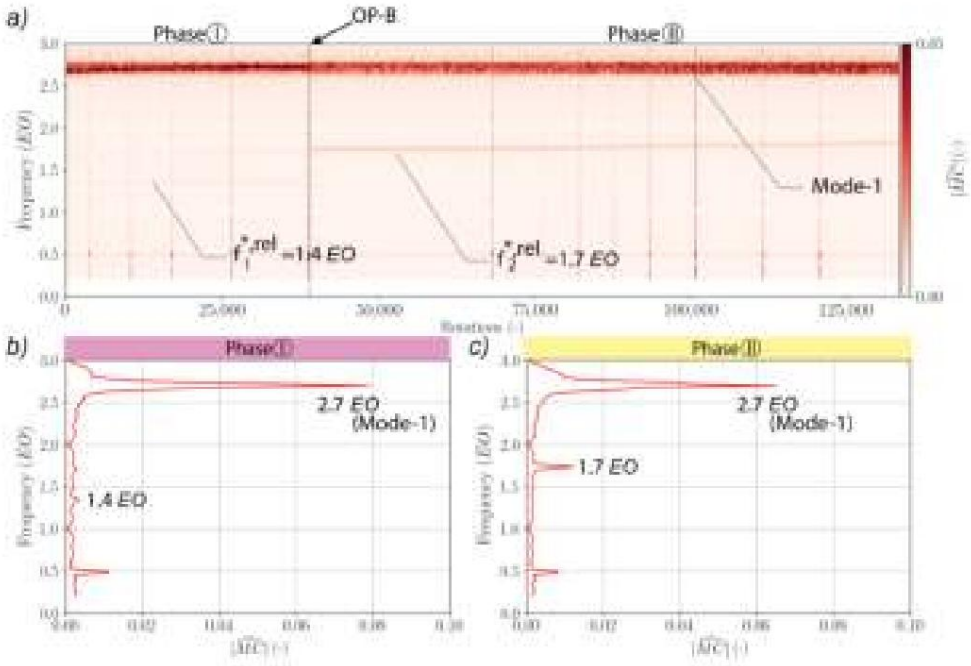


Рисунок 7. Спектральный анализ сигнала магнитной катушки Ротора-2: (a) частотная спектрограмма во время переходного испытания; (б) средний усредненный частотный спектр во время фазы I; (c) средний усредненный частотный спектр во время фазы II.

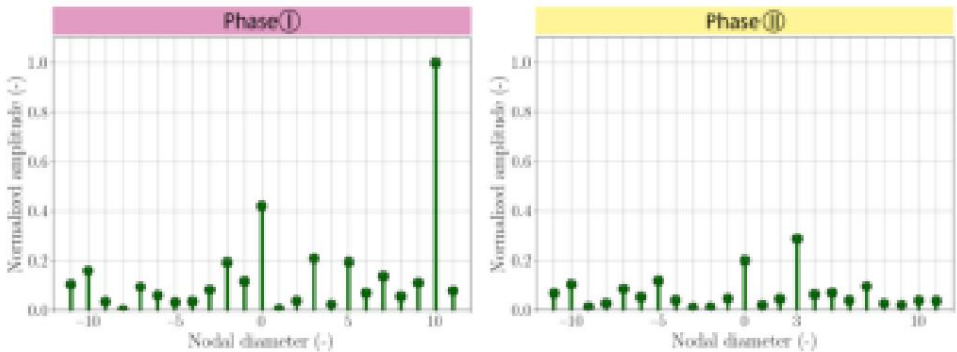


Рисунок 8. Разложение узлового диаметра, оцененное на основе результатов синхронизации ротора-2 для его 1-й лопасти *,rel собственная частота $f_{Ротор-2}$ = 2,7EO во время фазы I и фазы II.

Данные синхронизации также подвергаются постобработке для получения разложения узлового диаметра для ,rel ,rel f = 1,4EO и f = 1,7EO. Поскольку амплитуда несинхронного режима давления является самой высокой в Статоре-2 (см. Рисунок 5), используются данные синхронизации нисходящего ротора-3.

На рисунке 9 представлено разложение узлового диаметра на несинхронной частоте, наблюдаемое на каждой фазе. Амплитуда нормируется, как показано на рисунке 8, на значение ND = +10 для первой собственной моды лопасти во время фазы I. Четкий узловой диаметр ND = +5 появляется в фазе I, и он переключается на узловой диаметр ND = +4 в фазе I. Фаза II с аналогичной амплитудой.

Окружное волновое число Na может быть получено путем сравнения стационарной и вращающейся систем отсчета согласно уравнению (6). Несинхронная деятельность измерялась в обеих системах отсчета (см. рисунки 4 и 7).

Machine Translated by Google

сравнение представлено для обеих фаз на рисунках 10 и 11. Частотный спектр на рисунках 10 и 11. стационарная система отсчета (синяя кривая) рассчитывается с использованием нестационарного давления на стенку. сигнал записан на переднем фронте Статора-2 на высоте 90% высоты канала. Частота спектр во вращающейся системе отсчета (красная кривая) получен из магнитной катушки сигнал, измеренный в Роторе-2.

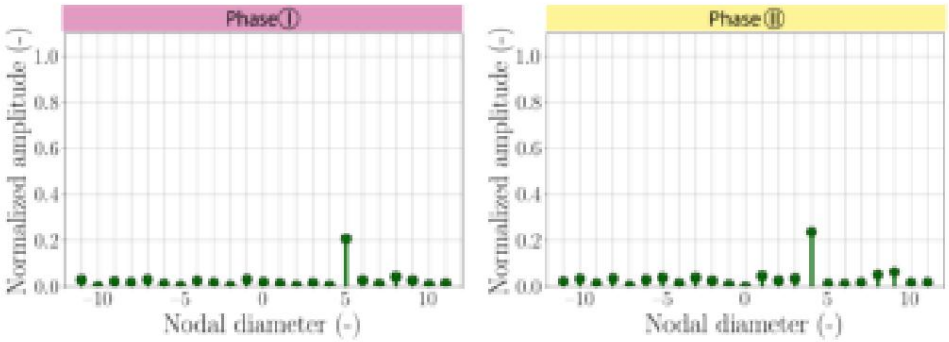


Рисунок 9. Разложение узлового диаметра, оцененное по результатам синхронизации в Роторе-3 для доминирующая несинхронная частота в фазе I ($f_{1}^{,отн.}$ = 1,4EO) и фаза II ($f_{2}^{,отн.}$ = 1,7EO).

Некоторые наблюдения из аэродинамических и механических данных могут быть получены из Рисунок 10:

- Несинхронная частота давления при $f_{1}^{,стат}$ = 6,4EO;
- Его 2-я гармоника на 2 $f_{1}^{,стат}$ = 12,7EO;
- Собственная частота 1-й лопасти Ротора-2, указанная Режимом-1 в точке $f_{Ротор-2}^{,отн.}$ = 2,7EO;
- Собственная частота 2-й лопасти Ротора-2, указанная Режимом-2 на уровне 7,2EO;
- Собственная частота 3-й лопасти Ротора-2, указанная Режимом-3 на уровне 13,1EO.

Используя уравнение (6) и рисунок 8, определите частоту режима 1 в стационарном кадре. ссылки может быть получена и равна $f_{Ротор-2}^{,стат} = e_{Ротор-2}^{,отн.}$ + НД = 2,7 + 10 = 12,7EO. Эта частота видна в спектре нестационарного сигнала давления на стенку (синяя кривая). Оно совпадает со 2-й гармоникой несинхронного аэродинамического возмущения. в $f_{1}^{,стат}$ = 6,4EO. Несинхронное возбуждение $f_{1}^{,отн.}$ = 1,4EO представляет собой паттерн ND = +5 (см. рисунок 9) , что соответствует частоте в стационарной системе отсчета ссылка на $f_{1}^{,стат}$ = 1,4 + 5 = 6,4EO. Следовательно, во время фазы I волна давления с доминирующее волновое число Na = +5 приводит к нерезонансному возбуждению лопаток несущего винта в $f_{1}^{,отн.}$ = 1,4EO и его вторая гармоника Na = +10 к резонансному возбуждению моды-1. в $f_{Ротор-2}^{,отн.}$ = 2,7EO, что приводит к высоким амплитудам вибрации (см. рисунок 6).

От фазы I к фазе II на ОП-Б возникающее аэродинамическое возмущение меняет свое направление. окружное волновое число от Na = +5 до Na = +4 (см. рисунок 9) и резкое падение амплитуды колебаний Ротора-2 (см. рисунок 6).

Подобные наблюдения, отмеченные в Фазе I, можно отнести и к Фазе II, согласно Рисунок 11:

- Несинхронная частота давления при $f_{2}^{,стат}$ = 5,7EO;
- Его 2-я гармоника на 2 $f_{2}^{,стат}$ = 11,4EO;
- несинхронная частота колебаний при $f_{2}^{,отн.}$ = 1,7EO;
- Собственная частота 1-й лопасти Ротора-2, указанная Режимом-1 в точке $f_{Ротор-2}^{,отн.}$ = 2,7EO;
- Собственная частота 2-й лопасти Ротора-2, указанная Режимом-2 на уровне 7,2EO;
- Собственная частота 3-й лопасти Ротора-2, указанная Режимом-3 на уровне 13,1EO.

Частота режима 1 в стационарной системе отсчета для наиболее доминирующего узловой диаметр ND = +3 (см. рисунок 8) также равен $f_{Ротор-2}^{,стат} = e_{Ротор-2}^{,отн.}$ + НД = 2,7 + 3 = 5,7EO. Несинхронное возбуждение $f_{2}^{,отн.}$ = 1,7EO представляет собой паттерн

Machine Translated by Google

ND = +4 (см. рисунок 9) , что соответствует частоте в стационарной системе отсчета *,stat reference f = 1,7 + 4 = 5,7EO. Несмотря на то, что эта частота соответствует частоте возникающего аэродинамического возмущения, окружное волновое число не является когерентным между аэродинамическим возмущением (Na = +4) и структурной модой (ND = +3).

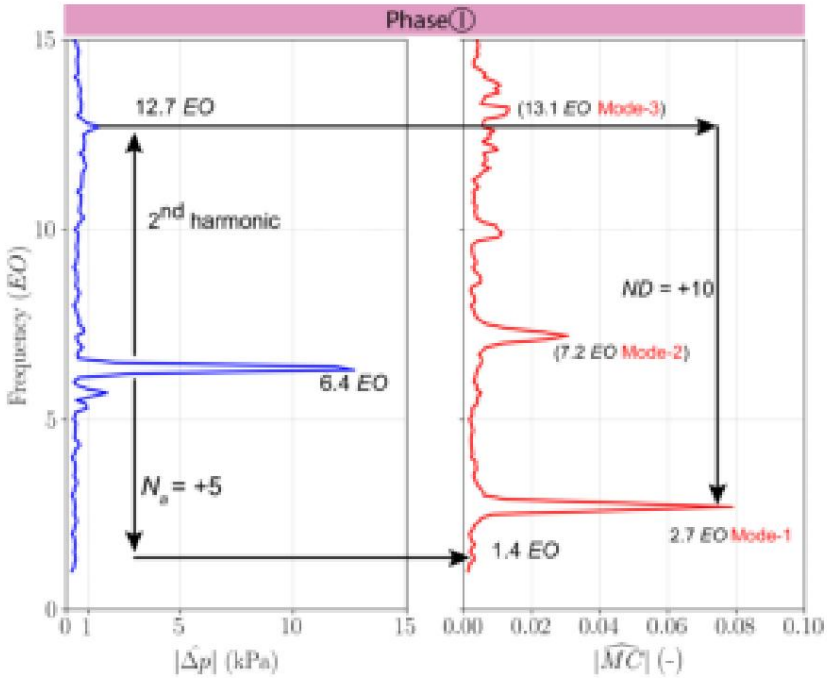


Рисунок 10. Частотные спектры во время фазы I колебаний давления, измеренные на переднем фронте Статора-2 на высоте 90% высоты канала в стационарной системе отсчета, и сигнал магнитной катушки Ротора-2, измеренный во вращающейся системе отсчета.

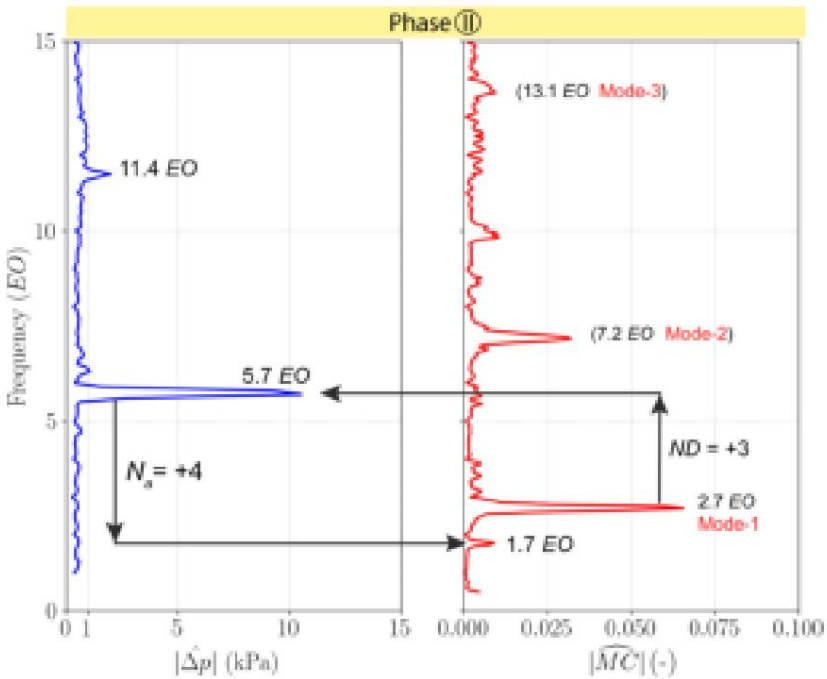


Рисунок 11. Частотные спектры во время фазы II колебаний давления, измеренные на переднем фронте Статора-2 на высоте 90% высоты канала в стационарной системе отсчета, и сигнал магнитной катушки Ротора-2, измеренный во вращающейся системе отсчета.

Machine Translated by Google

В табл. 1 приведены характеристики экспериментальных мод, наблюдаемых как связанные.
в переходном тесте. Как структурная мода, так и мода давления (2-я гармоника
акустический режим) вращаются в том же направлении, что и ротор, с окружной скоростью
на корпусе выше скорости лопасти несущего винта. Это наблюдение указывает на то, что давление
волна имеет акустическую природу, так как конвективные явления не могут распространяться быстрее, чем
ротор. 1-я гармоника этой акустической моды соответствует моде давления с
окружное волновое число Na = +5 и частота в стационарной системе отсчета
ссылка на $f_{1,стат} = 6{,}4EO$.

Таблица 1. Экспериментально наблюдаемые связанные несинхронные режимы на этапе I.

Наблюдаемый режим	Структурный режим 1-го собственного лезвия. Ротор-2	Акустический режим 2-я гармоника Ведущий статор-2
	НД = +10	На = +10
$f_{,stat(EO)}$ $f_{,rel(EO)}$	12,7	12,7
	2,7	2,7
$c^{конв.}$проп/Омг(-)	1.3	1.3
$c^{зв.}$проп/Омг(-)	0,3	0,3

Если вернуться к рисунку 3, то окажется, что для розовых рабочих точек
акустический режим с Na = +5 и его 2-й гармоникой, установленной во всей машине. Основанный на
на основе анализа времени начала и данных магнитной катушки Ротор-2 разрабатывает структуру структурных колебаний.
на основе собственной моды 1-й лопасти, которая согласуется со 2-й гармоникой акустического сигнала.
режим. При дальнейшем дросселировании (желтые рабочие точки) окружное волновое число
акустический режим меняется на Na = +4. Таким образом, предыдущая когерентность его 2-й гармоники
потерян. Как следствие, вибрация лопастей Ротора-2 (см. Рисунок 6) уменьшается с увеличением
при этом амплитуда аэродинамического возмущения остается постоянной (см.
Рисунок 5). Исходя из такой интерпретации, явление обозначается как «Несинхронный
Вынужденный ответ».

4. Численное исследование

4.1. Числовая настройка

Чтобы воспроизвести акустический резонанс, наблюдаемый при переходных испытаниях, проводится
численное исследование на соответствующей скоростной линии (см. Рисунок 3). Так как акустические моды
наблюдаемый во всем компрессоре, расчетная область включает в себя IGV и
три стадии, как показано на рисунке 12. Экспериментальное сопло, расположенное ниже по потоку, выдвинуто.
сужающимся соплом для улучшения численной стабильности.

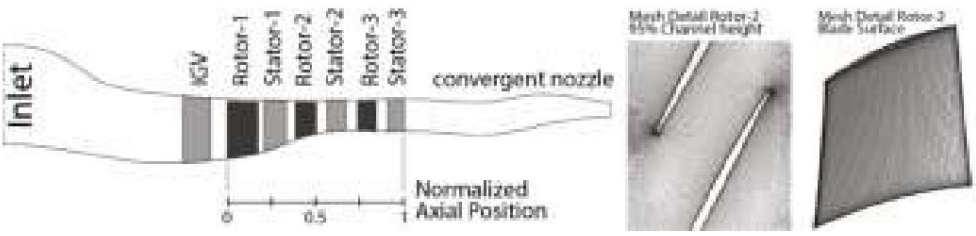


Рисунок 12. Расчетная область для стационарного и нестационарного моделирования и детали сетки Ротора-2.

Осевые и азимутальные длины волн наблюдаемых мод вращения в этой работе равны
большой: примерно в 0,8 раза больше осевой длины компрессора и почти в 0,2 раза больше осевой длины компрессора.
окружность компрессора. Было замечено, что окружное волновое число
акустический режим не фиксирован (в эксперименте он меняется от Na = +5 до Na = +4).
Важно не ограничивать его периодическими граничными условиями. Таким образом, полное кольцо
необходимы симуляции. Более того, моды давления должны распространяться в осевом направлении между
ряды. Следовательно, вместо этого между стационарными и вращающимися областями используются скользящие сетки.

Machine Translated by Google

плоскостей смешивания. Неотражающие одномерные граничные условия, задающие консервативные и турбулентные переменные, применяются на входе и выходе расчетной области.

Numeca AutoGrid5 используется для создания сетки домена. Полный компрессор без стоек моделируется с общим количеством ячеек 133 × 106 . Каждый проход лопасти каждого ротора заплетен примерно в 1,1 × 106 ячеек. Визуализации сетки Ротора-2 также показаны на рисунке 12.

Все симуляции выполняются с использованием решателя потока elsA, нестационарного решателя Рейнольдса-Среднего Навье-Стокса (URANS), разработанного ONERA (Париж, Франция) [22]. Схема Roy используется со 2-м порядком точности в пространстве, а модель турбулентности — модель Смита k l . Пристеночные функции применяются ко всем поверхностям (y 30). Сравнение результатов, полученных при моделировании стенок и стенок, было проведено для проверки подхода [19].

Моделирование выполняется с точностью по времени с использованием схемы двойного шага с 10 подитерациями и 1000 шагами по физическому времени на один оборот. Это соответствует 40 шагам физического времени за минимальный период прохождения лопасти. Самая высокая частота, захваченная в соответствии с этой временной дискретизацией, составляет 500EO, что более чем достаточно для этого случая. Нестационарное моделирование полного затрубного пространства инициализируется стационарным моделированием одного прохода с плоскостями смешивания Каждое вычисление распределяется по 700 процессорам и рассчитывается 40 вращений для достижения периодической сходимости. Вычислительные затраты составляют 385 000 часов процессора на одну рабочую точку.

4.2. Результаты моделирования

Моделирование проводилось в трех рабочих точках, обозначенных на рисунке 3 как OP0, OP1 и OP2. Они соответственно расположены вблизи дросселя (OP0), вблизи пикового КПД (OP1) и при массовом расходе, где в эксперименте были измерены сильные несинхронные колебания давления (OP2). Производительность всего компрессора хорошо прогнозируется нестационарным моделированием, но демонстрирует тенденцию к уменьшению повышения общего давления. Моделирование в условиях более высокой нагрузки, чем OP2, расходится из-за создания вращающихся ячеек срыва.

4.2.1. Средние усредненные результаты

В [15] кратко обсуждаются устойчивые результаты. На рисунке 13 представлены контуры среднего относительного числа Маха, рассчитанного по четырем последним вычисленным оборотам всего компрессора для нестационарных результатов полного кольцевого пространства на OP0, OP1 и OP2. Режим течения в Роторе-3 околозвуковой. Для OP1 и OP2 относительная скорость Ротора-1 очень низкая из-за настройки IGV, а Ротор-2 работает околозвуково. Нагрузка Ротора-2 сильно возрастает между OP1 и OP2. На стороне всасывания Ротора-2 для ОП2 появляется утолщенный пограничный слой. Ротор-3 сильно нагружен далеко отстоящими ударами. На стороне всасывания Ротора-3 также наблюдается утолщенный пограничный слой .

4.2.2. Модальное разложение

Для определения всех несинхронных режимов, установившихся в компрессоре для трех рабочих точек, необходимо вывести осевую эволюцию окружного волнового числа |Na|. Следующая процедура применяется к полю статического давления на высоте 99,5% высоты канала, чтобы оставаться в зазоре кончика, но вне области влияния пристеночной функции. Среднее значение ансамбля четырех последних вычисленных вращений вычитается из мгновенного сигнала, чтобы исключить периодические явления ротора.

Согласно уравнению (3), несинхронные волны давления описываются как серия пространственно-временных гармоник. Чтобы получить окружные волновые числа |Na|, пространственное преобразование Фурье рассчитывается вокруг окружности в разных осевых положениях для каждого временного шага за 4 оборота. Среднее значение этих мгновенных спектров анализируется для определения азимутальной организации несинхронных режимов давления.

Machine Translated by Google

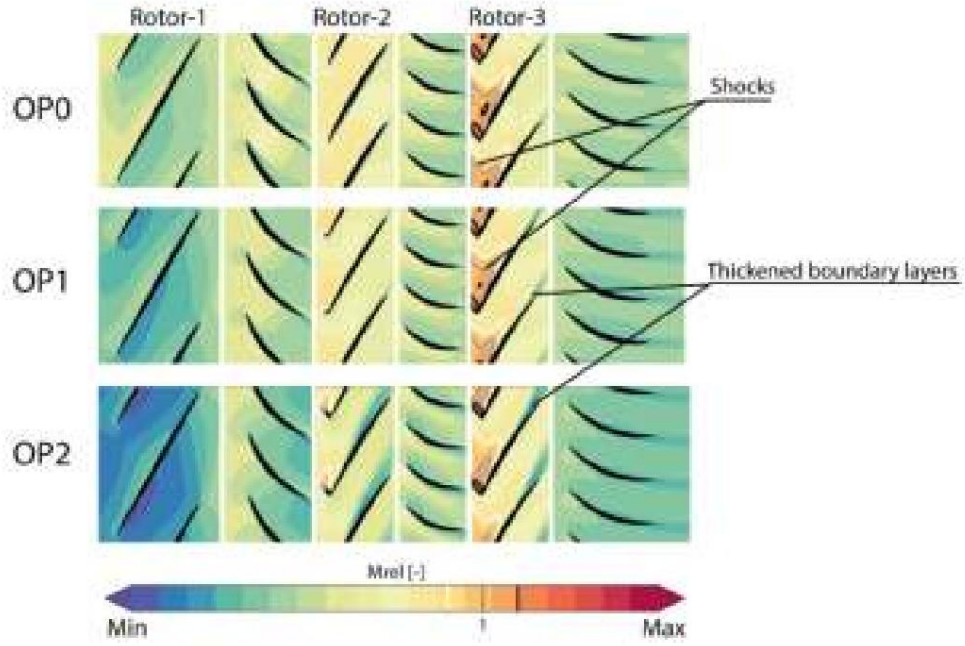


Рисунок 13. Контуры относительного числа Маха на высоте 80% высоты канала для всего компрессора, среднее значение моделирования URANS для OP0, OP1 и OP2. Серые изоконтуры на низкой сверхзвуковой скорости визуализируют структуру ударной волны.

Модальное разложение на OP0 выявляет небольшие следы несинхронных режимов давления между ступенями-2 и ступенями-3 с амплитудой значительно меньше 1 кПа. Считается , что OP0 не испытывает значительной несинхронной активности давления.

На рисунках 14 и 15 показана соответственно эта осевая эволюция для OP1 и OP2. Передняя и задняя кромки каждого ротора представлены двумя вертикальными линиями. На ОП1 на Стадии-3 наблюдается сильная несинхронная активность. Режим давления с | Na| = 3 (обозначается буквой «A») четко идентифицируется с пиком Ротора-3. Соответствующая амплитуда высока (2 кПа) вблизи Ротора-3 и слегка затухает вниз по потоку. Перед этим ротором такой режим давления не наблюдается. Значительные пики при |Na| = 20 и |Na| = 26 присутствуют и в Роторе-3, что обозначено соответственно буквами «B» и «C». Режим давления |Na| = 20 распространяется вверх по потоку от ротора, пока не достигнет передней кромки статора-2. Режим |Ha| = 26 видно только в Роторе-3. Оба режима указывают на модуляцию несинхронного режима давления |Na| = 3 с числом лопастей Ротора-3 (Nb = 23) до Na,mod = Nb ± |Na| = 23 ± 3, что дает 20 и 26. Последний пик наблюдается при |Na| = 15, расположенный после Ротора-3 и обозначен буквой «D». В данной статье это обсуждаться не будет .

На рисунке 15 показана осевая эволюция окружного волнового числа на основе несинхронного сигнала давления на OP2, где экспериментально измерялись сильные несинхронные вибрации лопастей (см. рисунок 3). Важно отметить, что масштаб давления в 4 раза превышает масштаб на рисунке 14. Явно доминирующее окружное волновое число при |Na| = 6 полностью устанавливается в компрессоре от Статора-1 до Статора-3. Этот доминирующий пик обозначен буквой «A». Также видна его 2-я гармоника (буква «B») и ее модуляции с числом лопастей Ротора-3 (буквы «C» и «D»). Амплитуда несинхронного режима при |Na| = 6 является высоким на Стадии-2 и Стадии-3.

Machine Translated by Google

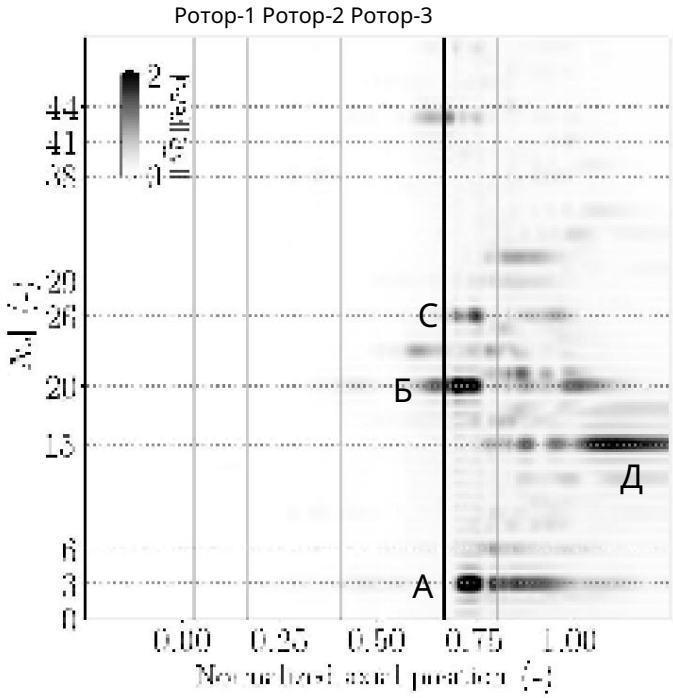


Рисунок 14. Аксиальная эволюция окружного волнового числа (|Na|) на основе сигнала статического давления на высоте 99,5% высоты канала для OP1.

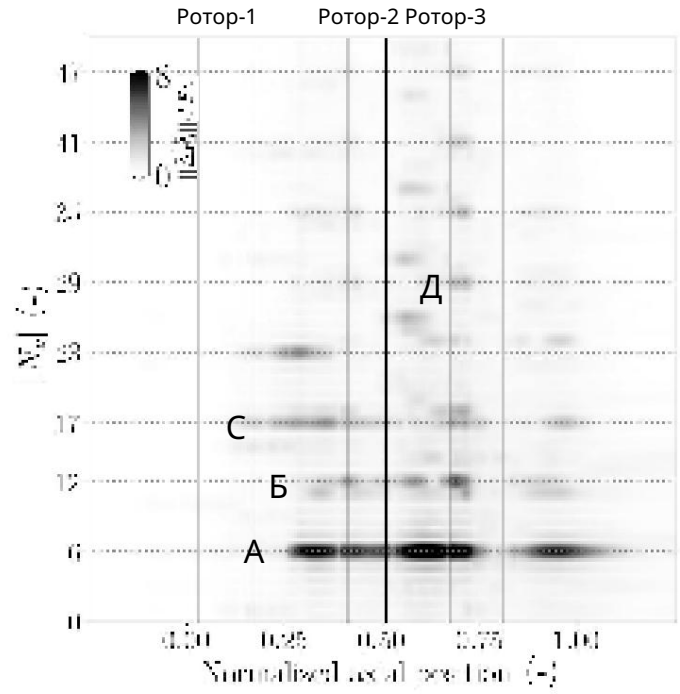


Рисунок 15. Аксиальная эволюция окружного волнового числа (|Na|) на основе сигнала статического давления на высоте 99,5% высоты канала для OP2.

4.2.3. Характеристики несинхронных доминирующих режимов

Для получения частот установившихся режимов в обеих системах отсчета применяется следующее разложение несинхронного поля давления на высоте 99,5% высоты кана Сначала применяется пространственный фильтр окружного сигнала для каждого отдельного временного шага в зависимости от целевого числа окружной волны (|Na|) . Следовательно, извлекается временная эволюция пространственно отфильтрованной амплитуды (см. уравнение (3)). Во-вторых, временной

Machine Translated by Google

Используется преобразование Фурье этой амплитуды за 8 оборотов. Число вращений 8 улучшает разрешение по частоте. Это разложение применяется в роторе (соответственно статоре) ,rel (соответственно f ,stat). дает частоту (соответственно, стационарной) системе отсчета. f На рисунках 16 и 17 представлена осевая во вращающейся эволюция частоты, связанной с каждой доминирующей модой, в зависимости от рабочей точки: Режим давления с |Na| = 3 для OP1 (см. рисунок 14) и |Na| = 6 для OP2 (см. рисунок 15). На OP1 преобладает несинхронный режим с |Na| = 3 имеет частоту f = 2,3EO в стационарной системе отсчета (самая высокая в Статоре-3), как обозначено буквой «A» на рисунке 16. Эта доминирующая мода также имеет частоту f = 5,3EO во вращающейся системе отсчета. система отсчета (самая высокая ,стат < f в Роторе-3), как указано буквой «B». Поскольку f Уравнение (6). Согласно рисунку 17, преобладающий режим давления на OP2 с |Na| = 6 представляет частоту в стационарной системе отсчета, равную f = (наивысшая ,rel в Статоре-2, обозначается буквой «A») и 6,7EO , Na равен 3 согласно частоту f = 0,7EO во вращающейся системе отсчета ,stat > f ,rel, поэтому Na является эталонным (самое высокое значение у Ротора-3, обозначено буквой «B»). В этом случае f равно +6.

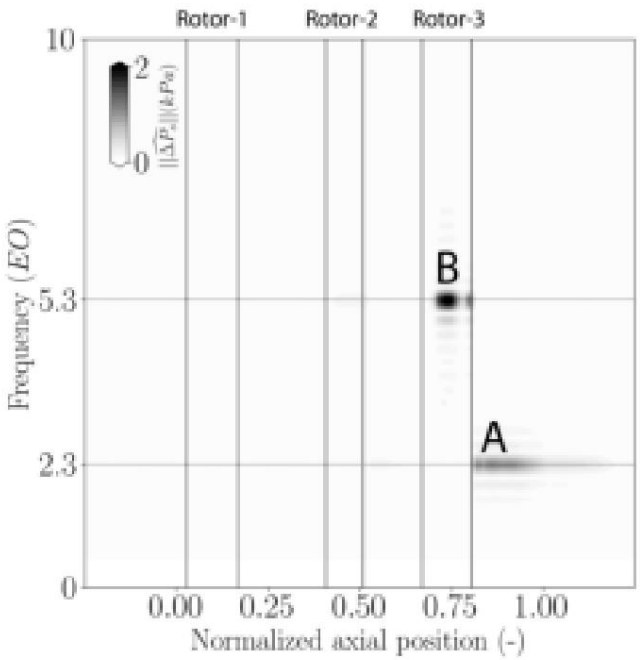


Рисунок 16. Аксиальная эволюция частоты доминирующего режима на основе сигнала статического ,stat в статорах). 99,5% высоты канала для OP1: Режим |Na| = 3 (ф при ,rel в роторах, f

Таким образом, оба нестационарных моделирования полного затрубного пространства на OP1 и OP2 развивают доминирующий несинхронный режим давления. В Таблице 2 суммированы соответствующие характеристики каждого из них. Поскольку известны частоты в обеих системах отсчета, а также окружное волновое число, окружную скорость распространения можно определить в соответствии с уравнениями (4) и (5). Для OP1 в моделировании наблюдается режим давления с тремя лепестками, вращающимися в противоположных направлениях в стационарной системе отсчета, как показано на рисунке 18 , который представляет собой снимок моделирования после достижения периодической сходимости. Этот трехлепестковый режим давления, более сильный в Роторе-3, виден в каждый момент времени моделиро На этом этапе в сигнале давления не наблюдается значительной несинхронной активности вверх по течению . В OP2 доминирующий режим давления соответствует 6 лепесткам, которые вращаются вместе в стационарной системе отсчета. Этот 6-лепестковый режим давления четко отличается на Рисунке 19 от Статора-1, Стадии-2 и Стадии-3. Он является самым высоким на Этапе-2. Обе моды не распространяются с типичной конвективной скоростью, а имеют акустическую природу, поскольку движутся со скоростью, противоположной или превышающей скорость ротора в стационарной системе отсчета . Таким образом, окружная скорость превышает скорость звука относительно среднего потока с prop

статистика vθ , согласно табл. 2.

Machine Translated by Google

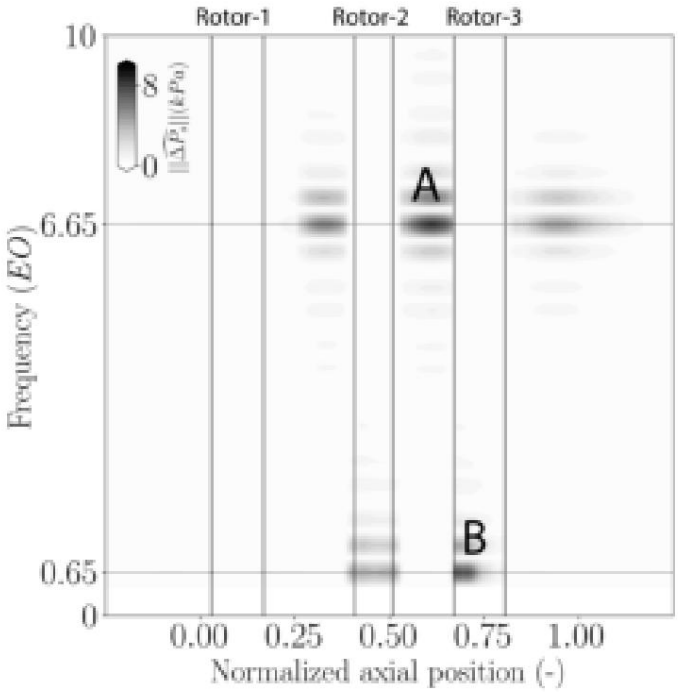


Рис. 17. Осевая эволюция частоты доминирующей моды по сигналу статического давления при 99,5% высоты канала для OP2: Режим |Na| = 6 (ф ,rel в роторах, f ,stat в статорах).

Таблица 2. Числовые доминирующие несинхронные режимы.

Рабочая точка	ОП1	ОП2
Na	3	+6
ж ,стат	2,3	6.7
,отн f	5,3	0,7
с статистика опора/Омр	0,8	1.1
с отн. опора/Омр	1,8	0,1
(с статистика prop vθ)/c	1,03	1.02

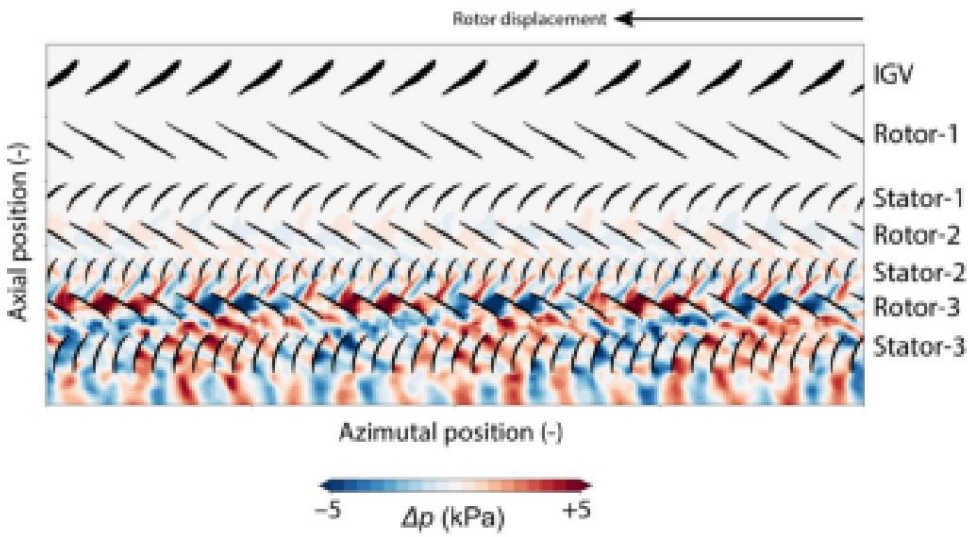


Рис. 18. Снимок нестационарных несинхронных колебаний давления на ОП1 в один момент времени после периодического схождения на 80% диапазона.

Machine Translated by Google

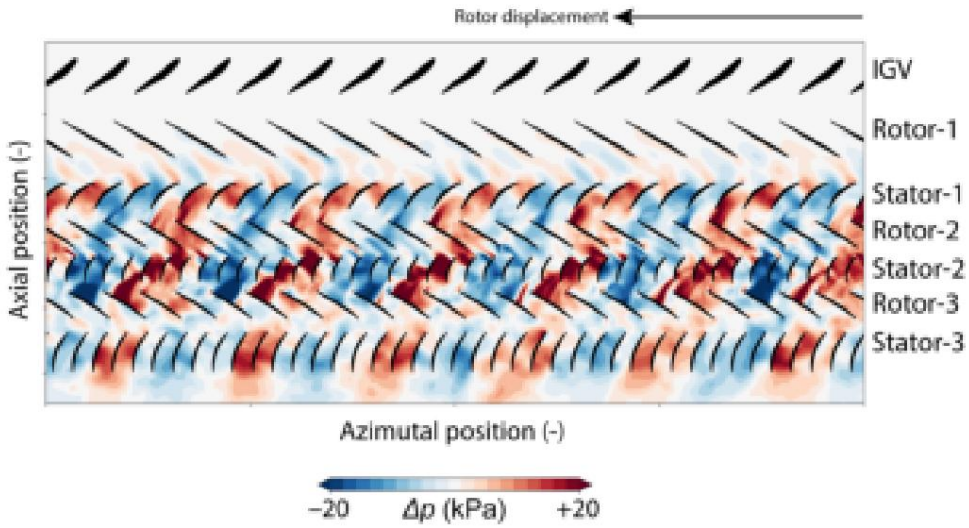


Рис. 19. Снимок нестационарных несинхронных колебаний давления на OP2 в один момент времени после периодической сходимости на 80% диапазона.

4.2.4. Синхронизация между аэродинамическими возмущениями и акустическими модами

Поскольку в двух рабочих точках устанавливаются акустические режимы высокой амплитуды, важно проследить, как эти режимы влияют на поле течения на Этапе-2 и Этапе-3. На рисунке 20 сравнивается осевое число Маха в осевой плоскости на 20% хорды Ротора-2 и Ротора-3 для двух рабочих точек в репрезентативный момент времени. Это ясно показывает, что поток на OP1 в основном не нарушен, по сравнению с OP2. Для OP1 доминирующее окружное волновое число Na = -3 невидимо в Роторе-2 и лишь незначительно наблюдается в Роторе-3. На стороне всасывания Ротора-3 имеется слабый отрыв потока. В рабочей точке OP2 с более высокой нагрузкой доминирующее окружное волновое число Na = +6 намного сильнее. В обоих роторах он проходит радиально от ступицы к корпусу. В Роторе-3 возле ступицы наблюдается большая зона отрыва на стороне всасывания. Следовательно, явление синхронизации можно интерпретировать как резонанс между закрученной акустической модой, достигающей больших амплитуд в осевом зазоре между ротором и статором, и колеблющимся пограничным слоем в высоконагруженном роторе, служащим источником энергии. . Таким образом, доминирующее окружное волновое число зависит от условий распростран

Machine Translated by Google

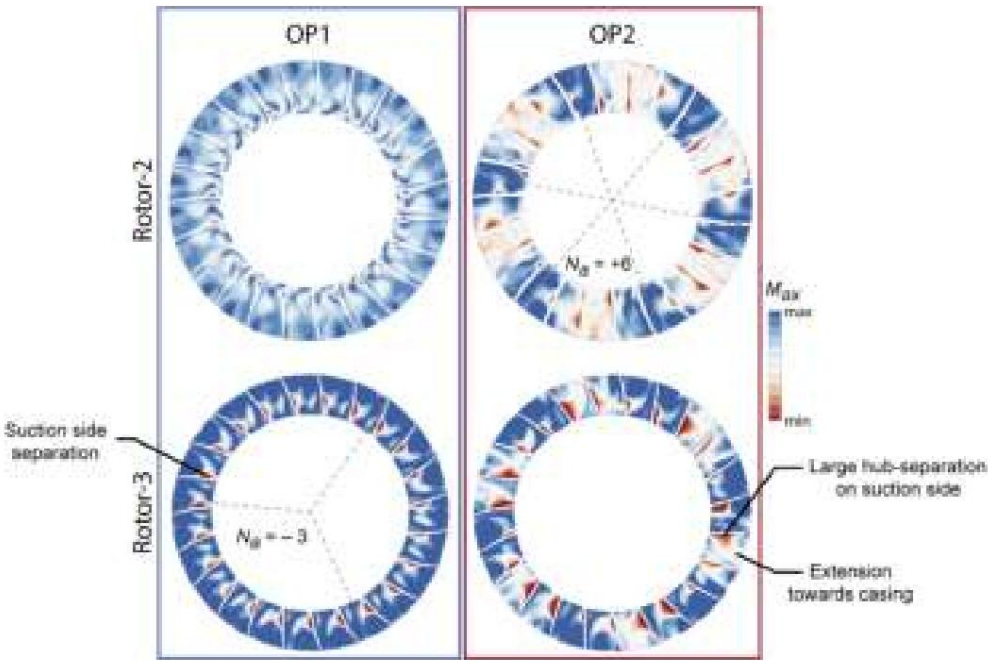


Рисунок 20. Осевое число Маха на 20% хорды Ротора-2 и Ротора-3 для OP1 и OP2.

5. Сравнение и обсуждение

Осевая эволюция модальной амплитуды доминирующей моды давления на OP2 равна = представлено на рисунке 21 для эксперимента (Na = +5, $f^{,стат}$ 6,4EO, см. рисунок 10) и = 6,7EO, моделирования (Na = +6, $f^{,стат}$ см. рисунок 17) вдоль амплитуды доминирующей моды (Na = -3, f = 2,3). ЭО, см. рисунок ^{,стат}16), наблюдаемый на OP1. Эти изменения определяются на обсадной колонне. Согласованность между экспериментальными и численными результатами на OP2 поразительна. Окружное волновое число не то же самое (эксперимент Na = +5 и моделирование Na = +6), тем не менее, модальная амплитуда, полученная в результате моделирования, хорошо согласуется с экспериментом. На ОП1 несинхронная активность появляется только на Стадии-3.

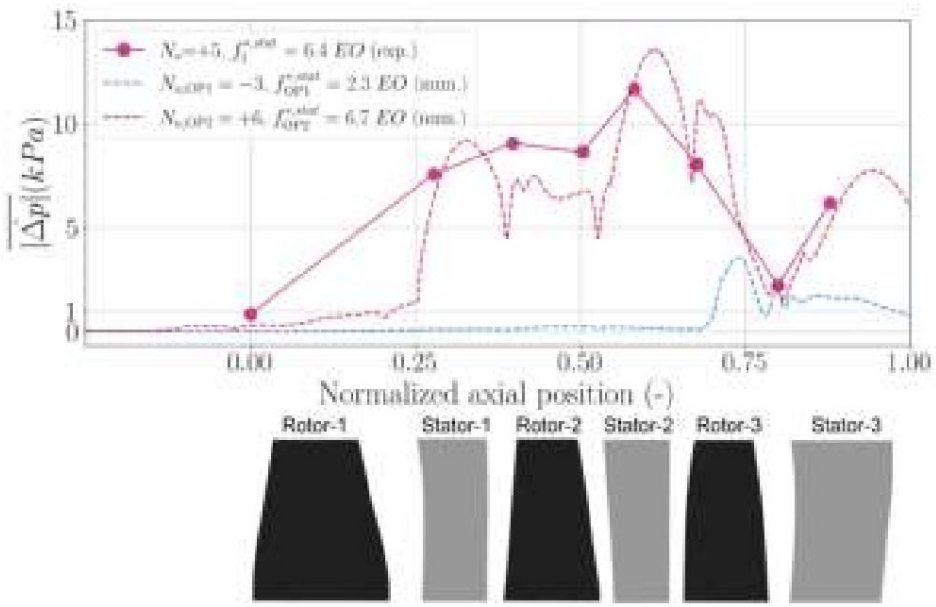


Рисунок 21. Осевая эволюция амплитуды, связанной с доминирующим несинхронным режимом давления, экспериментальные результаты во время фазы I и численные результаты на OP1 и OP2.

Machine Translated by Google

Поскольку Ротор-3 является наиболее чувствительным ротором, на рисунке 22 представлена эволюция частоты среза в зависимости от окружного волнового числа [23]. Условия потока, используемые для расчета этой частоты, получены в результате моделирования. Эта эволюция показана перед (синяя кривая) и после (красная кривая) этого ротора. Экспериментальные и численные акустические режимы обозначены символами. Эволюция 1-й собственной частоты лопастей Ротора-2 в стационарной системе отсчета согласно уравнению (6) изображена в виде черной кри

Можно сделать три важных наблюдения:

• Все возникающие моды, как экспериментально, так и при моделировании, распространяются только в одном осевом направлении. Режимы совместного вращения (Na > 0) включаются только вверх по потоку, а режимы встречного вращения (Na < 0) включаются только вниз по потоку; • В высоконагруженных условиях OP2 моды в эксперименте и моделировании группируются по волновому числу и частоте (Na = +4, +5 и +6); • Совпадение второй гармоники при Na = +10 акустической моды при Na = +5 с структурной собственной частотой лопатки приводит к существенному несинхронному вынужденному отклику в эксперименте на этапе I. Как только режим переключается на Na = +4 в фазе II амплитуда колебаний падает, так как возбуждение при Na = +8 далеко выключение резонанса.

Наличие явления самовозбуждения (как флаттер) невозможно, так как вибрация лопастного диска не может возбудить субгармоническую акустическую моду. В эксперименте это подтверждается тем, что после изменения волнового числа амплитуда акустического давления остается постоянной, однако вибрация уменьшается. Причину неточного предсказания волнового числа акустической моды (Na = +6 против Na = +5) из результатов невозможно объяснить однозначно. Первое предположение состоит в том, что численное разрешение (пространственное и временное) недостаточно точное, чтобы предсказать правильное волновое число. Во-вторых, в эксперименте может быть отдано предпочтение конкретному волновому числу из-за геометрической асимметрии и структурной расстройки. Поскольку условия включения чувствительны к полю потока в Роторе-2 и Роторе-3, небольшая неточность в моделировании может сместить критические частоты, а также вызвать развитие следующего целочисленного волнового чи

Тем не менее, эти наблюдения важны для интерпретации экспериментов, организации моделирования и разработки контрмер. Условия распространения звука перед и после высоконагруженного ротора, а также чувствительность к внешней обратной связи определяют развитие критических режимов. Эти условия распространения можно оценить по усредненным значениям расхода, полученным в результате экспериментов или моделирования RANS, которые обычно выполняются на этапе проектирования многоступенчатого компрессора. Обычно диапазон мод, которые распространяются только в одном осевом направлении, узок, как показано на рисунке 22. Если возникает вибрация конструкции и известна собственная частота, возможное взаимодействие можно оценить, как показано. Очевидно, что гармоники доминирующих захваченных мод необходимо учитывать, если амплитуды значительны.

Контрмеры должны быть в первую очередь направлены на снижение чувствительности аэродинамики несущего винта. Типичные меры, такие как расстройка, не будут эффективны для наблюдаемого случая, поскольку это не связанное явление, такое как флаттер или конвективный NSV [5]. Неправильная настройка обычно считается пагубной для проблем принудительного реагирования. Для этой конфигурации потребовалась многоступенчатая установка с полным затрубным пространством, чтобы воспроизвести это явление при моделировании. Особое внимание необходимо уделить граничным условиям, взаимодействующим с акустическими модами. Представленные результаты свидетельствуют о том, что несоответствие компрессора значительной перегрузке Ротора-3 является причиной возникновения неустойчивости. Фактический наблюдаемый процесс, приводящий к захваченным акустическим модам, является симптомом, которого невозможно избежать; всегда будет место для режимов включения/выключения и всегда возможно совпадение с собственными структурными модами. Проектирование должно быть сосредоточено на предотвращении условий эксплуатации и возбуждении захваченных акустических мод. В центре внимания представленного исследования было физическое объяснение того, что происходит, если эти условия возникают. Типичные процедуры стабилизации работы на частичной скорости сосредоточены на планировании IGV, однако исследование показывает, что при стабильных аэродинамических характеристиках могут во

Machine Translated by Google

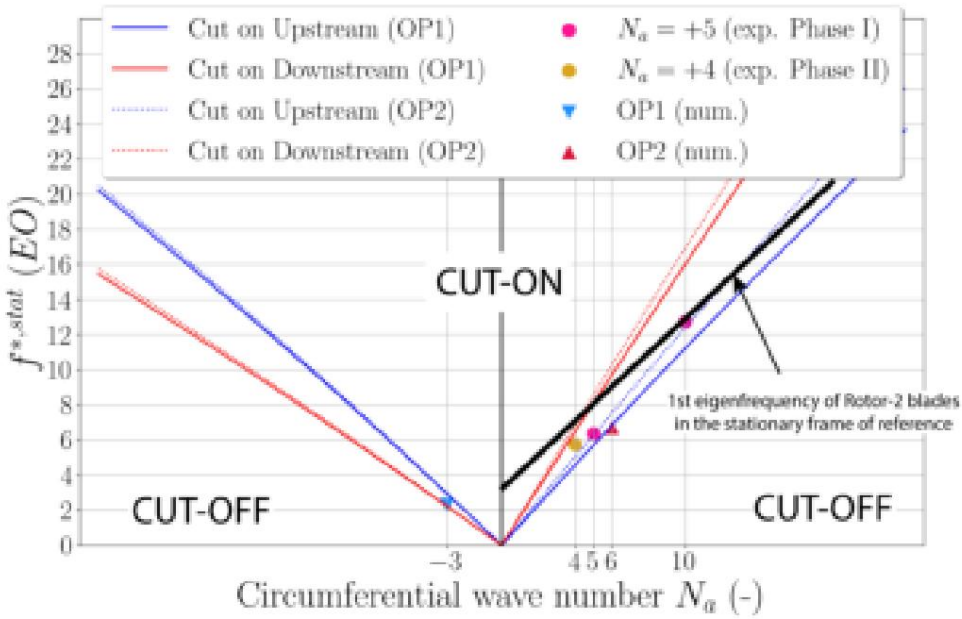


Рис. 22. Частота и окружное волновое число акустических мод в эксперименте и моделировании, а также условия включения до и после Ротора-3.

6. Выводы

Во время повторных испытательных кампаний значительная асинхронная активность была измерена в исследовательском осевом многоступенчатом компрессоре на частичной скорости для умеренно нагруженных рабочих точек.

В нескольких ступенях работы машины наблюдались акустические моды высокой амплитуды. Источник акустической моды был идентифицирован в высоконагруженной нижестоящей ступени, в которой фаза локальных отрывов потока синхронизируется с распространяющейся вверх по течению акустической модой.

В эксперименте совпадение второй гармоники доминирующей акустической моды с собственной модой колебаний конструкции приводит к резкому несинхронному вынужденному отклику .

Это явление воспроизводится с помощью нестационарного моделирования полного затрубного пространства. Наблюдаются небольшие различия в волновом числе, однако хорошо фиксируются амплитуда и частота доминирующей моды. Результаты показывают, что оценка критических мод может быть сделана на основе условий распространения акустики, полученных в результате экспериментов или установившихся условий. Расчеты РАЕН.

Вклад автора: концептуализация, A.-LF и CB; методика А.-ЛФ и СВ; валидация, SA, NB; формальный анализ, расследование, А.-ЛФ, ЦБ и АВ; письмо — подготовка первоначального черновика, А.-ЛФ; написание — обзор и редактирование, SA и CB; визуализация, А.-ЛФ; надзор, NB, SA и CB. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование финансировалось компанией Safran Helicopter Engines.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы благодарят компанию Safran Helicopter Engines (Safran Group) за разрешение опубликовать эти результаты. Мы искренне благодарны Жаку Демолису из Safran Helicopter Engines за технические советы и комментарии во время подготовки этой статьи. Мы также хотели бы поблагодарить Ника Кампсти из Имперского колледжа Лондона за полезные обсуждения этой работы. Для этой работы был предоставлен доступ к ресурсам HPC CINES в соответствии с выделением 2019-A0052A07410, сделанным GENCI, а также к ресурсам HPC CCRT.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

Впускной направляющий аппарат IGV

MC Магнитная катушка

Несинхронные вибрации NSV

НД Диаметр узла

Порядок двигателя EO [-]

c Скорость звука [м·с ^{1}]

cprop Окружная скорость распространения [м·с frot ^{1}]

Частота вращения вала [Гц] Ps

Колебания давления [Па]

Максимальное осевое число Маха [-]

Mrel Относительное число Маха [ ]

Ha Окружное волновое число [ ]

Nb Число лопастей [ ] Ω Скорость

вращения [рад·с ^{1}]

p Радиус [м]

vθ Абсолютная тангенциальная скорость [м·с ^{1}]

. коэффициент Фурье

.статистика Стационарная система отсчета

.отн. Вращающаяся система отсчета

Ссылки

1. Баумгартнер, М.; Камейер, Ф.; Хурмузиадис, Дж. Вибрация лопаток, не связанная с двигателем, в компрессоре высокого давления. В материалах двенадцатого международного симпозиума по воздушно-реактивным двигателям, Мельбурн, Австралия, 10–15 сентября 1995 г.
2. Юнгст, М.; Хольцингер, Ф.; Лейхтфусс, С.; Шиффер, Х.-П. Анализ несинхронных колебаний лопаток ротора трансзвукового компрессора. В материалах 11-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.
3. Килб, RE; Бартер, Дж.В.; Томас, JP; Холл, К.К. Возбуждение лопаток из-за аэродинамических нестабильностей: исследование лопаток компрессора. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Атланта, Джорджия, США, 2003 г.
4. Мёллер, Д.; Юнгст, М.; Хольцингер, Ф.; Брандштеттер, К.; Шиффер, Х.-П.; Лейхтфусс, С. Механизм несинхронной вибрации лопаток в трансзвуковой компрессорной установке. Я. Турбомах. 2017, 139, 011002. [CrossRef]
5. Стапельфельдт, С.; Брандштеттер, К. Несинхронная вибрация в осевых компрессорах: механизм блокировки и полуаналитическая модель. Дж. Звук Виб. 2020, 488, 115649. [CrossRef]
6. Брандштеттер, К.; Паолетти, Б.; Оттави, Х. Акустические и конвективные механизмы, способствующие несинхронным колебаниям в многоступенчатом компрессоре. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Финикс, Аризона, США, 2019.
7. Маршалл, Дж.Г.; Имрегун, М. Обзор методов аэроупругости с упором на применение в турбомашинах. J. Структура жидкостей. 1996, 10, 237–267. [Перекрестная ссылка]
8. Брандштеттер, К.; Юнгст, М.; Шиффер, Х.-П. Измерения радиальных вихрей, распространения вперед и разрушения вихрей в трансзвуковом компрессоре. Я. Турбомах. 2018, 140, 061004. [CrossRef]
9. Купер, Эй Джей; Пик, Н. Захваченные акустические моды в воздухозаборниках авиационных двигателей с закрученным потоком. Я. Турбомах. 2000, 419, 151–175. [Перекрестная ссылка]
10. Хельмих, Б.; Сеуме, Дж. Причины акустического резонанса в высокоскоростном осевом компрессоре. На Turbo Expo: Энергия для суши, моря и Воздух; Американское общество инженеров-механиков: Барселона, Испания, 2006 г.
11. Хольцингер Ф.; Варцек, Ф.; Шиффер, Х.-П.; Лейхтфусс, С.; Нестле, М. Экспериментальное исследование самовозбуждающейся вибрации лезвия Трансзвуковые компрессоры: акустический резонанс. Я. Турбомах. 2015, 138, 041001. [CrossRef]
12. Паркер Р. Акустические резонансы и вибрация лопаток в осевых компрессорах. Дж. Звук Виб. 1984, 92, 529–539. [Перекрестная ссылка]
13. Тайлер, Дж. М.; Софрин, Т.Г. Исследования шума осевых компрессоров; Технический документ SAE; Университет Лидса: Лидс, Великобритания, 1962 г.; Том 620532.
14. Фике, А.-Л.; Брандштеттер, К.; Обер, С.; Филит, М. Колебания недвигательного порядка в осевом многоступенчатом компрессоре — аэроакустическое взаимодействие. В материалах 15-го Международного симпозиума по нестационарной аэродинамике, аэроакустике и аэроупругости турбомашин, Оксфорд, Великобритания, 24–27 сентября 2018 г.
15. Фике, А.-Л.; Брандштеттер, К.; Обер, С.; Филит М. Несинхронное аэроакустическое взаимодействие в осевом многоступенчатом компрессоре. сэр. Я. Турбомах. 2019, 141, 101013. [CrossRef]
16. Фике, А.-Л.; Буффаз, Н.; Веркуттер, А.; Обер, С.; Брандштеттер, К. Акустический резонанс в осевом многоступенчатом компрессоре, приводящий к несинхронной вибрации лопаток. В материалах 14-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Machine Translated by Google

17. Фике, А.-Л.; Буффаз, Н.; Веркуттер, А.; Обер, С.; Брандштеттер, К. Несинхронная вынужденная реакция из-за захваченных акустических мод в осевом многоступенчатом компрессоре. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2020, Лондон, Великобритания, 22–26 сентября 2020 г.
18. Брандштеттер, К.; Паолетти, Б.; Оттави, Х. Возникновение сжимаемой модальной неустойчивости в аэродинамически неправильно настроенном трансзвуковом вентиляторе. Дж. Турбомах. 2019, 141, 031004. [CrossRef]
19. Фике, А.-Л. Анализ и моделирование несинхронных явлений аэроэластики в осевых многоступенчатых компрессорах. доктор философии Диссертация, Центральная школа Лиона, Лион, Франция, 2021.
20. Гарнье, Ж.; Веркуттер, А.; Тэлон, А. Технология измерения магнитной катушки для анализа вибраций лопаток турбомашин. В Протоколы наблюдения-8, Роан, Франция, 20–21 октября 2015 г.
21. Бушен, А.; Пичерал, Дж.; Лахалле, Э.; Веркуттер, А.; Бургардт, Б.; Тэлон, А. Новые возможности анализа сложных асинхронных вибраций лопастей на основе данных синхронизации с использованием метода разреженного спектрального анализа. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Финикс, Аризона, США, июнь 2019 г.
22. Камбье, Л.; Хейб, С.; Плот, С. Программное обеспечение Onera elsA CFD: результаты исследований и отзывы промышленности. Мех. Индий. 2013, 14, 159–174. [Перекрестная ссылка]
23. Кэмп Т.Р. Исследование акустического резонанса в низкоскоростном многоступенчатом компрессоре. Я. Турбомах. 1999, 121, 36–43. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Модель сети потока низкого порядка для выпота с двойными стенками Системы охлаждения †

Майкл ван де Ноорт * и Питер Айрлэнд

Факультет инженерных наук Оксфордского университета, Oxford OX1 3PJ, Великобритания; peter.ireland@eng.ox.ac.uk * Переписка: michael.vandenoort@eng.ox.ac.uk † Эта статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в журнале Proceedings of the European Turbomachinery. Конференция ETC14 2021, доклад № 666, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Направляющий аппарат сопла турбины высокого давления современного авиационного двигателя испытывает большие тепловые нагрузки и поэтому требует как высокоэффективного внутреннего, так и внешнего охлаждения. Этого можно добиться с помощью эффузионного охлаждения с двойными стенками, которое сочетает в себе ударное, штыревое и эффузионное охлаждение. Сочетание трех механизмов охлаждения приводит к высоким потерям давления, увеличивая вероятность миграции охлаждающей жидкости в области низкого давления, что приводит к истощению эффузионных отверстий на передней кромке подачи охлаждающей жидкости. В этой статье представлена модель сети потоков низкого порядка для быстрой оценки распределения давления и массового расхода с помощью таких схем охлаждения для гибкого набора геометрических условий и условий потока. Модель впоследствии подтверждается серией экспериментов с различными градиентами давления основного потока. Результаты модели используются для определения проектных параметров, позволяющих уменьшить эффект миграции теплоносителя и минимизировать риск разрушительного проникновения горячего газа.

Ключевые слова: миграция теплоносителя; проточные сети; охлаждение эффузией с двойными стенками

Цитирование: ван де Ноорт, М.; Ирландия, П. Модель сети потоков низкого порядка для систем эффузионного охлаждения с двойными стенками. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 5. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010005 .

Академический редактор: Франческо Мартелли

Поступила: 9 декабря 2021 г.
Принято: 31 января 2022 г.
Опубликовано: 2 февраля 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Исследования термического КПД газовых турбин пришли к единому мнению, что удельный расход топлива можно улучшить за счет увеличения температуры на входе в турбину. Чтобы максимизировать это преимущество, в современных авиационных двигателях температура плавления компонентов турбины значительно превышает температуру плавления. Системы охлаждения необходимы для предотвращения выхода из строя компонентов, но они снижают выходную мощность за счет уменьшения количества воздуха, доступного для сгорания, и вызывая потери при смешивании в турбине, что снижает аэродинамическую эффективность. Эффузионное охлаждение с двойными стенками рассматривается как потенциальное решение этих проблем: структура системы с высокой пористостью приближает ее к цели достижения микроохлаждения. Бункер [1,2] отметил, что микроохлаждение преследует две цели — «распределить охлаждающую сеть по ряду более мелких и сильно распределенных каналов» и «приблизить охлаждающую жидкость к внешней поверхности аэродинамического профиля». Это достигается путем объединения трех широко используемых методов охлаждения — ударного охлаждения, точечного ребристого охлаждения и эффузионного (или пленочного) охлаждения, при этом элементы плотно упакованы для распределения охлаждающей жидкости и имеют двойные стенки для обеспечения возможности подачи охлаждающей жидкости сидеть близко к внешней поверхности.

На рисунке 1 показан пример эффузионного охлаждения с двойными стенками, используемого в турбинной лопатке современного коммерческого двигателя. Такое сочетание методов охлаждения приводит к высокой эффективности конвекционного охлаждения (1) и общей эффективности охлаждения (2), но также приводит к высоким потерям давления.

$$\eta conv = \frac{Tc,e \quad Tc,i}{Tм \quad Tc,i} \tag{1}$$

$$Tm\ \varepsilon o = \frac{T}{T \quad Tc,i} \tag{2}$$

Machine Translated by Google

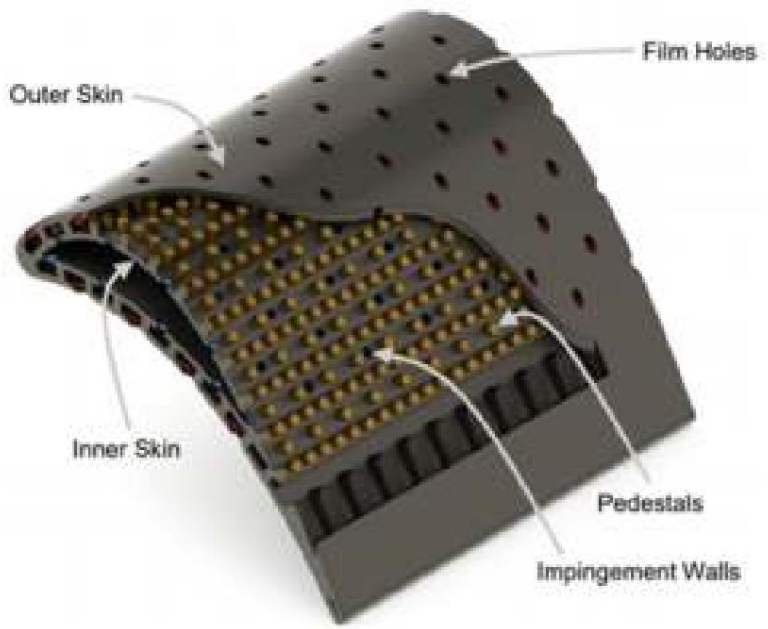


Рисунок 1. Лопатка турбины с использованием схемы эффузионного охлаждения с двойными стенками — из Мюррея и др., 2017 [3]. Используется с разрешения.

Высокие потери давления, вызванные объединением трех схем охлаждения, могут сделать системы эффузионного охлаждения с двойными стенками уязвимыми для миграции теплоносителя — движения теплоносителя в полости постамента в сторону областей низкого давления под действием внешнего градиента давления. Миграция охлаждающей жидкости может вызывать особую озабоченность в компонентах, где соотношение подачи охлаждающей жидкости к давлению торможения основного потока низкое - основным примером этого является газотурбинный двигатель высокого давления, где давление торможения основного потока всего на ~ 3% меньше, чем у охлаждающей жидкости, подаваемой из Компрессор ВД. В конфигурации, показанной на рисунке 1, где полость между стенками непрерывна вдоль обеих поверхностей, продольный градиент давления приведет к тому, что охлаждающая жидкость в полости будет мигрировать от секций LE к отверстиям в пленке дальше по PS и SS. . Градиенты давления по размаху могут иметь аналогичный эффект, заставляя охлаждающую жидкость перемещаться от ступицы к наконечнику . Результаты, полученные Holgate et al. [4] показали, что для типичного двигателя NGV коэффициент внешнего статического давления Cp (3) может упасть от -0,2 до -1,2 только вдоль поверхности всасывания на ранней стадии - учитывая небольшой запас по давлению на передней кромке, это обеспечивает большую движущую силу. сила миграции охлаждающей жидкости.

$$КП = = \frac{Pext \quad Pext,\ макс.}{\frac{1}{2}\rho U_2^2} \quad \text{горло} \qquad (3)$$

Для борьбы с миграцией охлаждающей жидкости в недавних запатентованных конструкциях, использующих эту схему охлаждения (например, [5,6]), используются стенки поперек полости для создания отдельных зон охлаждения для PS, LE и SS, но это снижает эффективность штифтового охлаждения. охлаждение ребер из-за уменьшения потока и образования турбулентности.

Миграция охлаждающей жидкости может оказывать серьезное негативное воздействие на эффективность пленочного охлаждения как в той области, из которой охлаждающая жидкость мигрирует, так и в той области, в которую она мигрирует. Если миграция охлаждающей жидкости достаточно высока, область, теряющая охлаждающую жидкость, может по сути оказаться истощенной, что приведет к разрушительному всасыванию горячего газа, что в конечном итоге приведет к выходу из строя компонентов. В области, куда мигрирует охлаждающая жидкость, высокий запас давления на внешней оболочке приводит к тому, что потоки пленочных отверстий выбрасываются в основной поток с высокой скоростью, что потенциально может привести к отрыву струи. В обоих регионах эффективность пленочного охлаждения будет значительно снижена, поэтому компонент будет испытывать гораздо большие тепловые нагрузки и, вероятно, будет иметь гораздо большую нагрузку.

Machine Translated by Google

более короткий срок эксплуатации. Прогнозирование и контроль миграции охлаждающей жидкости является ключом к обеспечению правильного формирования пленки охлаждающей жидкости для внешнего охлаждения.

В этой статье суммируются работы, проделанные по моделированию миграции охлаждающей жидкости в системах эффузионного охлаждения с двойными стенками под влиянием градиентов давления основного потока, выполненные с использованием моделей сети потоков низкого порядка (LOM). Разработанный LOM представляет собой высокоскоростной итеративный решатель, который рассчитывает распределение массового расхода и давления по охлаждающим массивам для заданных граничных условий. Это позволило оценить большое количество вариантов проектирования, реализация которых с использованием CFD была бы слишком дорогостоящей в вычислительном отношении .

2. Сопутствующая работа

2.1. Системы эффузионного охлаждения с двойными стенками

Исследования по применению систем эффузионного охлаждения с двойными стенками проводятся с 1970-х годов, но их применение в современных двигателях ограничено из-за сложности изготовления и высоких термомеханических напряжений. Поскольку исследования транспирационного охлаждения становятся все более распространенными, эффузионное охлаждение с двойными стенками становится темой повышенного интереса - высокая искусственная пористость, сложное внутреннее поле потока и низкий коэффициент выдувания отверстий в пленке приводят к тому, что такие схемы получили название «квазитранспирации». охлаждение Мюррея и др. [3], которые провели серию вычислительных испытаний для выявления влияния различных геометрических параметров на развивающиеся термомеханические напряжения. Было показано, что увеличение высоты прохода, диаметра опоры и диаметра отверстий снижает среднее термомеханическое напряжение, равно как и уменьшение расстояния между опорами.

Поток, проходящий через массивы пьедесталов, может испытывать большие потери давления из-за следов, образующихся за пьедесталами. Исследования Chyu et al. [7] и Сив и др. [8] показали, что расположенные в шахматном порядке массивы пьедесталов вызывают гораздо большие перепады давления, чем рядные массивы. Форма пьедестала также может иметь большое влияние: цилиндрические пьедесталы производят меньшие потери давления, чем квадратные или ромбовидные (квадрат, повернутый на 45°) формы [7], но также производят более низкие HTC.

Бамба и др. [9] экспериментально обнаружили, что в областях, где штифтовые ребра не препятствовали существенно прохождению потока от места соприкосновения к входу в отверстие пленки, например, в зоне LE, вклад штифтовых ребер в потерю давления был незначительным. В этих регионах пьедесталы усиливают охлаждение только за счет увеличения площади поверхности, по которой может происходить теплообмен .

Однако доминирующей формой потери давления в этих системах является ударное охлаждение. Эндрюс и др. [10] заявили, что «для применений соударения/выпота это . . . обоснованно предположить, что вся потеря давления будет происходить на ударной пластине». Большие потери давления обычно соответствуют повышению эффективности охлаждения, как в случае с массивами штыревых ребер.

Мюррей и др. В работе [11] проведено комплексное исследование влияния пористости схемы охлаждения на ее работоспособность. Геометрии с более высокой пористостью (особенно с высокой пористостью стенок) требовали меньшего массового расхода охлаждающей жидкости при заданном перепаде давления и демонстрировали «относительно высокую эффективность охлаждения» при низких скоростях потока охлаждающей жидкости. Авторы предложили оптимизировать охлаждение вокруг лопасти, изменяя пористость по мере необходимости: в областях с высоким перепадом давления (т. е. в SS) следует использовать геометрию охлаждения с низкой пористостью, чтобы минимизировать аэродинамические потери, в то время как в таких областях, как PS, следует использовать более высокую пористость. геометрия для увеличения потока охлаждающей жидкости и улучшения эффективности охлаждения выпот

Вамберси и др. [12] провели экспериментальные испытания с использованием панелей с высокой пористостью, вдохновленными конструкциями транспирационного охлаждения. Хотя эти панели обеспечивали исключительно высокий уровень эффективности пленки при стандартных скоростях продувки, при низких скоростях потока запас по низкому давлению делал панели восприимчивыми к засасыванию основного потока, локализованному в определенных областях в результате высоких градиентов давления по течению и по размаху.

Machine Translated by Google

2.2. Сети потоков

Модели, разработанные для этой статьи, были основаны на решателях потоковых сетей, разработанных Роузом [13], а затем Куцем и Спиром [14]. В этих системах сети потоков создавались путем создания списков узлов, каждый из которых представлял определенную точку системы охлаждения.

Узлы соединены связями, по которым течет жидкость, образуя сеть связанных узлов. Граничные узлы образуют вход и выход потока внутри сети. Чтобы определить поток через сеть, закон сохранения массы применяется к каждому внутреннему узлу — для узла i , соединенного с n узлами j, основное уравнение имеет вид (4) Массовый расход вдоль звена, соединяющего узлы i и j определяются уравнением (5) , где функция fi,j используется для моделирования трехмерного потока как одномерного.

Куц и Шпеер [14] перешли от решения проблемы непрерывности к учету теплопередачи вдоль каждого звена $\dot{Q}_{i,j}$, используя уравнение энергии, добавив еще одно управляющее уравнение (6) в каждом узле. Этот сетевой подход был применен к системе вторичного воздуха , и результаты измерения давления воздуха в задней уплотнительной камере хорошо согласовались с результатами испытаний двигателя.

$$\sum_{н} \dot{m}_{i,j} = 0 \tag{4}$$

$$\dot{m}_{i,j} = f_{i,j}\left(P_i, P_j, T_i\right) \tag{5}$$

$$\sum_{н} \dot{m}_{и,джи,j} + \dot{Q}_{и,j} = 0 \tag{6}$$

Используя аналогичную методологию, Эбенхоч и Спир [15] создали сетевой решатель , который был применен к трем тестовым примерам; изотермическое течение в многоходовой системе охлаждения лопатки, течение теплоносителя с высокой теплоотдачей в сопле гиперзвукового аппарата и течение теплоносителя во вращающейся лопатке ВД. Было признано, что этот гибкий сетевой решатель обладает «достаточной точностью в прогнозировании массового расхода охлаждающей жидкости, региональных коэффициентов теплопередачи на стороне охлаждающей жидкости и местных температур охлаждающей жидкости».

Гаус и др. [16] создали сетевой решатель для современной камеры сгорания, который после калибровки по экспериментальным данным с высокой точностью предсказывал разделение массового потока через охлаждающие отверстия. Теплопередающие элементы внутри сети позволили спрогнозировать распределение температуры на выходе. Было обнаружено, что в системе охлаждения с большим количеством охлаждающих отверстий коэффициенты расхода оказывают большое влияние на прогнозы одномерного потока и перепада давления.

Джин и др. [17] использовали анализ сети сжимаемых потоков, чтобы найти распределение массового расхода для различных положений вокруг задней кромки лопатки турбины ВД в рамках исследования окисления лопаток. Это исследование показало, что входная дозирующая пластина на ножке лопатки снижает внутреннее давление охлаждающей жидкости, повышая риск попадания горячего газа, особенно в «нерасчетных или переходных условиях». Сеть позволяла тестировать и рекомендовать изменения для снижения этого риска.

3. Методика моделирования 3.1. Строительство проточной сети

Представленный LOM фокусировался только на непрерывности массового расхода и был основан на тестовых примерах без теплопередачи и в несжимаемых условиях. Это позволило пренебречь температурой каждого узла, при этом модель учитывала только давление в каждом узле. Метод Ньютона (см. [18]) использовался для итеративного решения распределения внутреннего давления . Статическое давление в каждом узле служило списком неизвестных, которые затем можно было использовать для расчета массовых потоков через сеть. В этих условиях массовый расход $\dot{m}_{i,j}$ вдоль звена между узлами i и j становится функцией только податливости звена Ci,j и разницы давлений между узлами, так что:

$$\dot{m}_{i,j} = C_{i,j} \cdot f_{i,j}\left(P_i \quad P_j\right) \tag{7}$$

Machine Translated by Google

$$, = , ,(-)$$

В геометрии, обсуждаемой в этой статье, использовалось шахматное расположение отверстий в пленке и ударных отверстий, так что отверстия одного типа не располагались рядом друг с другом — эта схема такая же, как показано на рисунке 1. Показана стандартная схема проточной сети. для одного ряда отверстий и пьедесталов на рисунке 2 — в случае наличия нескольких рядов дальнейшие узлы будут расположены на странице с чередующимися левыми и правыми положениями отверстий и отверстий в пленке. Положение каждого узла имеет три составляющие: положение по потоку, уровень в системе охлаждения (1 внизу, 5 вверху) и номер ряда по размаху. За исключением узлов на слое пьедестала (уровень 4), все узлы на одном слое относятся к одному и тому же типу. Ссылки создаются на основе физических путей потока, доступных из позиции каждого узла, поэтому потоку разрешено передаваться к узлам на том же уровне только на уровне 4 — другие уровни имеют ссылки только на узлы непосредственно выше или ниже.

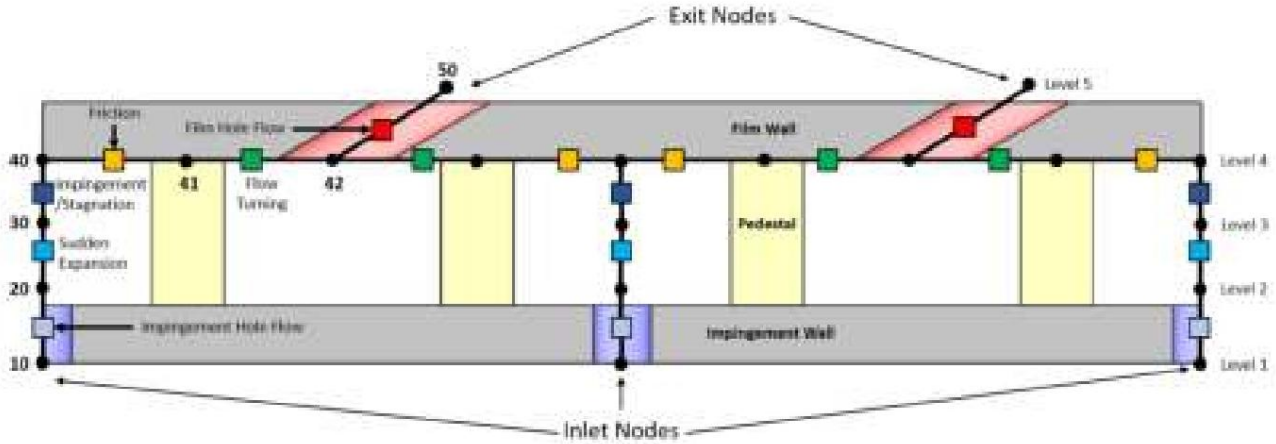


Рисунок 2. Схема потоковой сети для одной строки.

Номерная метка для каждого узла определяет его тип: 10: Узлы входа/

- впуска ударного отверстия. Граничные узлы с фиксированным давлением.
- 20: Узлы выхода из ударного отверстия. Давление в узле является репрезентативным для потока на выходе из скважины.
- 30: Узлы точек столкновения. Узлы представляют собой точки, в которых поток застаивается на внутренней поверхности внешней стенки, когда струйный поток из отверстия сталкивается.
- 40: Расширение из узлов столкновения. Представляет поток, ускоряющийся от точек столкновения, но до того, как он вступит во взаимодействие с какими-либо опорами. На диаграмме эта точка для удобства отображения расположена выше точки столкновения.
- 41: Узлы постамента. В звене между узлами 40 и 41 моделируются потери давления на трение из-за опор .
- 42: Узлы входных отверстий пленки. Как отмечено на рисунке 2, эти узлы используются только в том случае, когда наклон отверстий пленки не равен 90° — когда отверстия пленки перпендикулярны, 42 узла объединяются со связанным 41 узлом. Когда отверстия наклонены, поток в одном направлении поворачивается на другой угол, чем поток в противоположном направлении, что требует использования другого коэффициента динамической потери напора.
- 50: Выходные узлы отверстий в пленке. Граничные узлы с фиксированным давлением.

Функции массового расхода fi,j Pi Pj и податливости Ci,j зависят от типа звена. Течение через отверстие, возникающее в ударных отверстиях между уровнями 1 и 2 и возникающее в пленочных отверстиях между уровнями 4 и 5, позволяет использовать уравнение разряда (8) — все отверстия обоих типов имеют цилиндрическую форму в этой геометрии. В тех случаях, когда ожидается высокая миграция охлаждающей жидкости и, следовательно, неравномерное распределение выходного потока, неразумно предполагать, что все отверстия в пленке будут иметь одинаковые коэффициенты расхода. Чтобы учесть это, коэффициент расхода для каждой скважины обновлялся на каждой итерации. Два значения давления из предыдущей итерации использовались для расчета средней по площади с

$$(-)$$

Machine Translated by Google

дыра. Эта скорость, соотношение давлений в отверстии и геометрические свойства были использованы для расчета обновленного коэффициента расхода с использованием корреляции, разработанной Маццеи и др. [19]. Это применялось как к ударным воздействиям, так и к отверстиям в пленке. В соотношениях площадей βi и βf используется квадратная площадь воздухозаборника с длиной стороны, равной половине шага отверстий, а коэффициент расширения ε принимается за единицу , поскольку воздух считается несжимаемым.

$$\dot{m}l = \frac{Cd,i}{\sqrt{1-\beta i}}\varepsilon\frac{\pi di^2}{4}\sqrt{2\rho\,(П10-П20,)}$$
$$\dot{m}ф = \frac{Cd,}{\sqrt{f\,1-\beta f}}\varepsilon\frac{\pi df^2}{4}\sqrt{2\rho\,(П42-П50)} \quad (8)$$

Связь между уровнями 2 и 3 представляет собой внезапное расширение площади потока, когда поток выходит из напорного отверстия и попадает в межстеновую полость. Ожидается , что на уровне 3 поток застопорится, поскольку он ударяется о внешнюю стенку, что допускает форму уравнения Бернулли, показанную в (9). для использования — здесь используется коэффициент потерь kl,ex для учета внезапной потери давления при расширении.

$$П20 + \rho У\bar{2}0\,2^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2}кл,экс\rho U20^2 = Р30 \quad \dot{м} = Р30\sqrt{Р20}\sqrt{\frac{\rho A2}{\bar{\tau}\lambda(1-kl,ex)}} \quad (9)$$

Для учета полной потери давления, вызванной струей, ударяющейся о стену, аналогичное уравнение потерь используется для связи между уровнями 3 и 4. В этом положении на уровне 4 используется один узел, поскольку предполагается, что нет окружное изменение общей потери давления из-за столкновения.

$$Р30 = Р40 + \rho U40\bar{\tau}\,2^{\frac{1}{2}} \quad -кл,i\rho U40^2 \quad \dot{м} = П30\sqrt{П40}\sqrt{\frac{\rho A2}{\bar{\tau}\lambda(1+kl,i)}} \quad (10)$$

Уравнение (11) учитывает обтекание пьедесталов на уровне 4 между узлами 40 и 41. Коэффициент трения f при обтекании пьедесталов определяется корреляцией, разработанной Вангом [20].

$$\dot{м} = P40\sqrt{P41}\sqrt{\frac{\rho A2Dh,}{L}}f = 1{,}76Remax\,2\,f^{0{,}318} \quad (11)$$

При использовании поворотных потоков массовый поток между узлами 41 и 42 определяется выражением (12). Для поворотных потоков коэффициенты потерь были выбраны из исследований Миллера [21]. В случаях с плотно упакованными постаментами (11). заменяется коэффициентом расхода в той же форме, что и (12), поскольку потери давления становятся функцией удара о пьедесталы и поворота между ними, а не трения. В этом уравнении используется предположение, что A41 боль

$$P41 + \bar{\tau}\rho U41^2 = P42 + \bar{\tau}\rho U42^{2\,1+2} - кл,t\rho U42^2$$
$$\dot{м} = \sqrt{P41\;\;P42}\sqrt{\frac{2\rho A412A422}{A412(1+kl,t)\;\;A422}} \quad (12)$$

3.2. Вычислительная реализация LOM

был создан в MATLAB (MathWorks — Натик, Массачусетс, США) с использованием суммирования потоков массы из узлов, описанных в уравнениях выше, как в (4). Первоначальное предположение о давлении в сети было выбрано таким образом, чтобы гарантировать, что падение и повышение давления произойдет на ожидаемых звеньях. Для повышения стабильности модели изменения между итерациями были демпфированы. Значение используемого коэффициента демпфирования ζ составляло 0,5 в более простых моделях, таких как геометрия, показанная на рисунке 3, но более сложная геометрия или высокие градиенты давления основного потока часто требовали дальнейшего уменьш Это замедлило сходимость модели, хотя время решения оставалось порядка секунд, что значительно меньше, чем в случаях CFD. Сходимость ЛОМ достигалась, когда максимальное абсолютное значение дисбаланса массового расхода в любом узле составляло менее 10–12 кг/с.

Machine Translated by Google

Дополнительная проверка массового расхода была выполнена путем сравнения общих массовых расходов на входе и выходе.

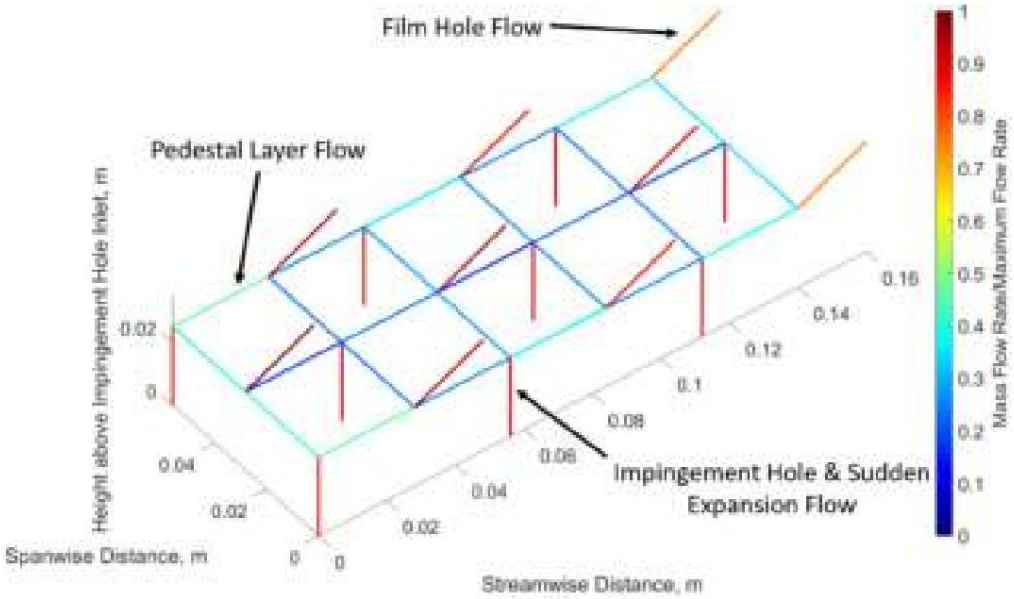


Рисунок 3. Пример результатов LOM.

3.3. Примеры результатов

На рис. 3 показан набор примеров результатов для LOM. Пути потока определяются их массовым расходом. В этом тестовом примере все отверстия пленки выбрасываются под одинаковым выходным давлением, а все соударяющие отверстия имеют одинаковое входное давление. Несмотря на это, пленочные отверстия в центральном ряду (2-е положение по размаху) явно имеют большие выходные потоки, чем отверстия во внешних рядах. Положение соударяющих отверстий приводит к тому, что отверстия в пленке находятся на правом конце (наибольшее расстояние по потоку) массива, каждое из которых имеет ~ 75% потока охлаждающей жидкости, который получает каждое отверстие в пленке в центре. Неравномерность распределения выходного потока не соответствует входному - два ударных отверстия на левом конце массива (самое низкое расстояние по потоку) питаются хуже всего, но получают лишь на 5% меньше потока, чем те, что в центре массива. множество. Размер этого массива и угол наклона отверстий пленки являются гибкими — размер этого конкретного тестового примера составляет «6 × 3», с шестью положениями отверстий в направлении потока и тремя в направлении размаха. Угол наклона отверстия пленки составляет 30 .

4. Методика вычислений. Моделирование

CFD в ANSYS Fluent (Ansys-Canonsburg, PA, USA) использовалось одновременно с разработкой модели для ранних тестов производительности и для получения некоторых корреляций потерь, которые не удалось предоставить в литературе. Эти испытания проводились в основном в тестовом наборе размером «2 × 2», в котором присутствовали только два отверстия для ударов, два отверстия для пленки (наклоненные под углом 90°) и опоры, которые должны были присутствовать на путях потока между этими положениями. Пример области жидкости для использования в CFD показан на рисунке 4.

На основании предыдущих исследований для моделирования турбулентности была выбрана реализуемая модель k ε . Плотность жидкости изменялась в соответствии с законом идеального газа, теплопроводность - по кинетической теории, а вязкость - по модели Сазерленда. Моделирование проводилось таким образом , чтобы все скорости потока были значительно ниже числа Маха 0,3, что позволяло сравнивать результаты решателя несжимаемых LOM. Чтобы обеспечить y+ , близкое к единице на всех поверхностях, вдоль всех стенок использовались слои инфляционной призмы. Каждая инфляция имела 15 слоев и скорость роста 1,2, при этом максимальная общая толщина составляла 10% от диаметра используемого отверстия.

Machine Translated by Google

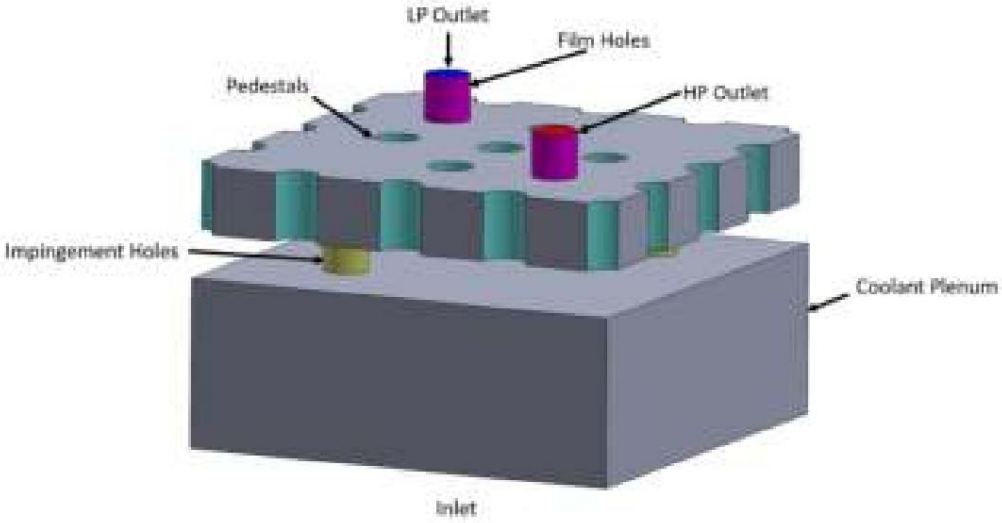


Рисунок 4. Жидкостная область для жидкостной области CFD.

Чтобы обеспечить достаточное измельчение сетки, было проведено исследование независимости сетки. Двумя величинами, используемыми для оценки независимости сетки, были общий массовый расход через систему и коэффициент миграции охлаждающей жидкости (13), вывод которого обсуждается далее в разделе 6.2. Для проведенного исследования давление на входе было установлено на уровне 1,03 бар, на выходе ВД — на 1,0 бар, а на выходе НД — на 0,99 бар. Температура на входе составляла 300 K, все стенки считались адиабатическими. Результаты исследования независимости сетки показаны на рисунке 5 , где размер сетки составляет примерно 3,5 миллиона элементов.

$$\text{ЦМФ} = 2 \quad \frac{\dot{м}}{\text{мин.}} \tag{13}$$

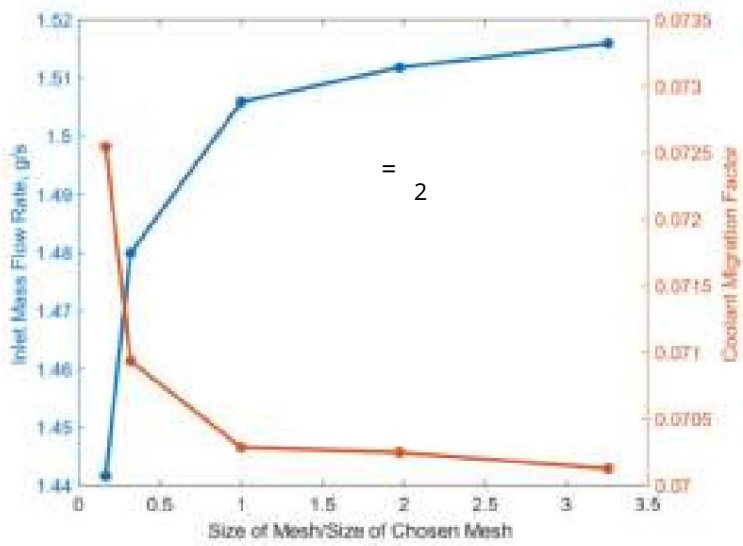


Рисунок 5. Результаты исследования независимости сетки.

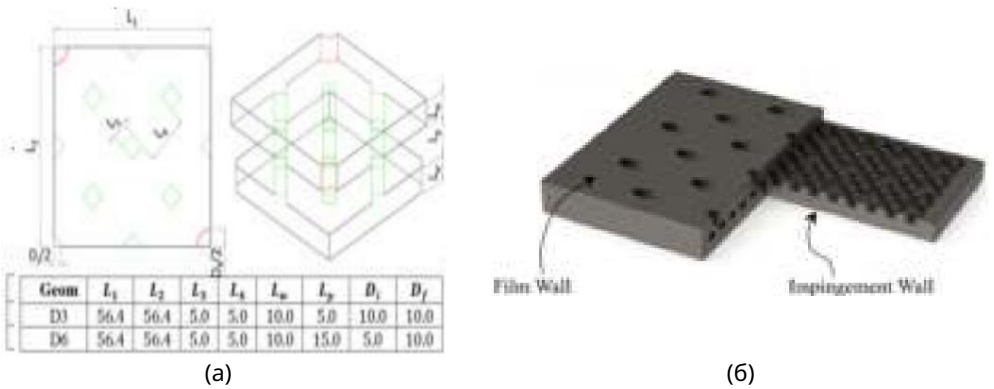
5. Методика эксперимента 5.1.

Экспериментальная установка

Для проверки результатов LOM была сконструирована простая экспериментальная установка, состоящая из воздуходувки/вакуума Bosch ALS 25 [22], испытательного образца и шести выпускных труб с диафрагменными диафрагмами . Эта установка получила название «Blower Rig». '. Для этих экспериментов использовались два образца: D3 и D6. Схема их выреза показана на рисунке 6b. На рис . 6a показана схема единичного блока из обоих испытательных образцов — многие из них объединены в «стеновой блок» с шестью

Machine Translated by Google

ряды отверстий, каждый с четырьмя отверстиями для удара и четырьмя отверстиями для выпота, расположенными в шахматном порядке (размер «8 × 6»). Общая длина составила 248 мм в продольном направлении и 178 мм в поперечном направлении (обе, включая боковые стенки). CAD-схема испытательного участка показана на рисунке 7. Поток из воздуходувки поступает во впускную камеру, находящуюся за испытуемым образцом, а затем проталкивается через испытуемый образец в один из шести выпускных каналов, которые соединены шлангами с трубами. с диафрагменными пластинами. Каждый выходной канал соответствует одному шагу отверстия по размаху и охватывает всю продольную протяженность образца. На входе в указанные трубы установлены клапаны, ограничивающие поток, создавая градиент давления по пролету. Массовый расход каждого канала рассчитывается на основе измерений давления, измеренных по обе стороны диафрагмы. Дополнительные отводы давления расположены на входе и в камере статического давления, а также в конце каждого выпускного канала. Для этой проверки LOM был расширен за счет добавления связей для потока, выходящего из отверстий пленки и собирающегося на выходе из канала — точка в конце канала служит новым граничным условием давле



Geom	L_1	L_2	L_3	L_4	L_w	L_p	D_i	D_f
D3	56.4	56.4	5.0	5.0	10.0	5.0	10.0	10.0
D6	56.4	56.4	5.0	5.0	10.0	15.0	5.0	10.0

(а) (б)

Рисунок 6. Диаграммы образцов для испытаний от Murray et al. [11]: (а) Схема блока агрегата с размерами. (б) 3D-модель в разрезе. Используется с разрешения.

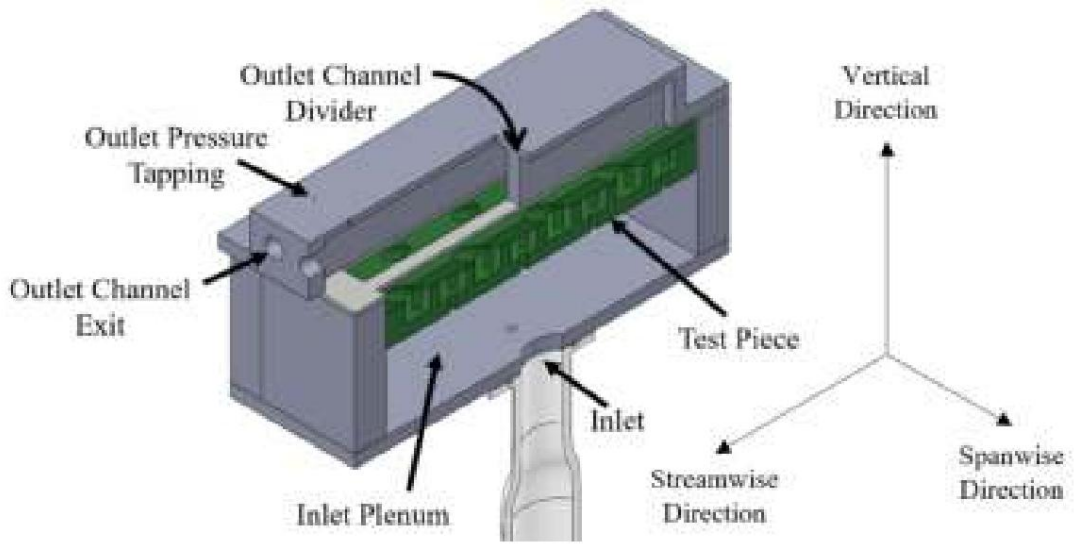


Рис. 7. CAD-модель (Схема разреза) испытательной секции воздуходувной установки.

5.2. Экспериментальный анализ неопределенностей

Измерения давления проводились с использованием датчиков давления First Sensor серии HCE [23] и записывались с помощью регистратора данных высокого разрешения PicoLog ADC-24 [24]. Измерения записывались при частоте 5 Гц в течение 30 с. В ходе проведенных испытаний погрешности для каждого показания давления достигли максимума примерно ±250 Па. Значения массового расхода по каждой диафрагме, рассчитанные с использованием перепадов давления на диафрагмах, имели максимальную погрешность ±0,48 г/с и минимальную ± 0,48 г/с. 0,45 г/с, что дает неопределенность в отношении об

Machine Translated by Google

массовый расход до ±1,2 г/с. Тестовые случаи, в которых относительная неопределенность любого отдельного массового расхода превышала 25 %, не использовались для сравнения LOM.

6. Результаты и обсуждение 6.1.

Экспериментальная проверка

Нагнетательная установка была подвергнута множеству отдельных испытаний, между которыми положения клапанов для каждого канала менялись для получения нового распределения выходного давления. Показания давления , записанные в ходе каждого испытания, усреднялись и использовались в качестве входных граничных условий для LOM. На рисунке 8 сравнивается общий массовый расход на входе для каждого тестового случая, как для экспериментов, так и для LOM. В диапазоне исследованных случаев результаты находились в хорошем согласии с максимальным отклонением от результатов эксперимента 10,9%. Согласованию результатов D6 препятствовали некоторые производственные повреждения, которые повлияли на размер и качество отверстий пленки.

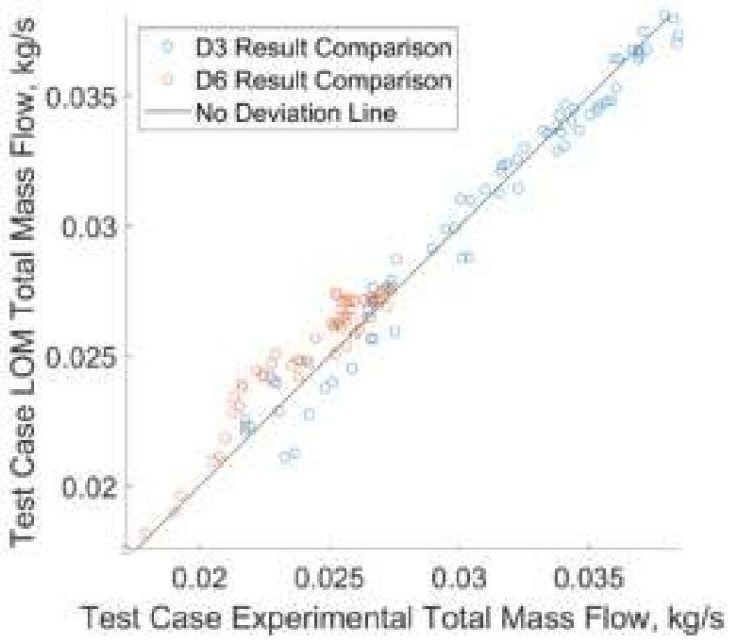
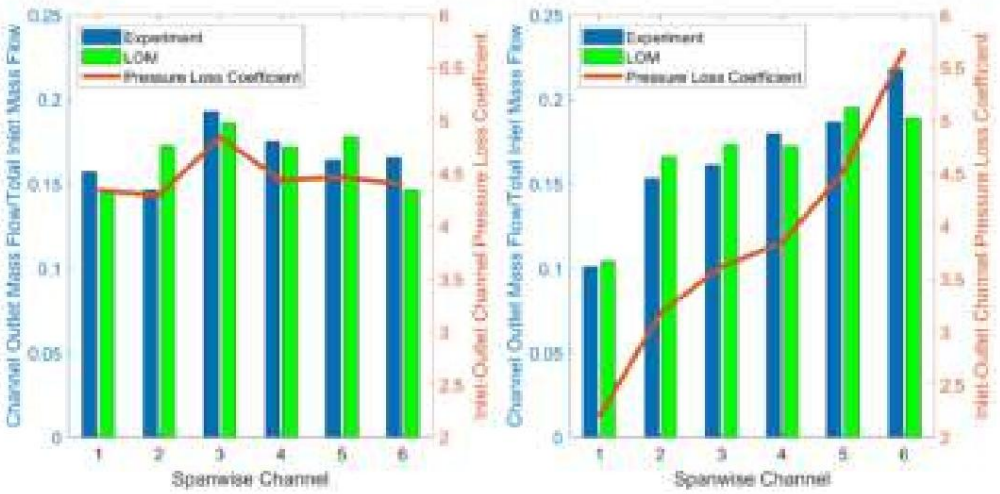


Рисунок 8. Массовые потоки тестового примера, результат эксперимента в сравнении с результатами LOM.

На рисунке 9 показано, как экспериментальные результаты двух отдельных тестовых случаев D3 сравниваются с результатами, полученными с помощью LOM. Распределение давления оценивается с помощью коэффициента потери давления в входном-выходном канале (14) — потери давления от входа до выхода из канала, нормированной на динамический напор суммарного экспериментального массового потока, проходящего через общую площадь напорного отверстия. Массовый расход на выходе в каждом случае оценивается как доля общего массового расхода этого метода. Во всем диапазоне проведенных испытаний доли расхода на выходе из отдельных каналов LOM обычно находились в пределах 20% от экспериментальных результатов, увеличиваясь только в крайних случаях. Высокий градиент давления по размаху, установленный в тестовом примере на рисунке 9b, явно приводит к более неравномерному распределению массового расхода на выходе, поскольку ряд 1 получает ~ 10% от общего массового расхода на входе, в то время как ряды 5 и 6 получают около 20% каждый — в случае почти равномерного давления на выходе, показанном на рисунке 9a, распределение потока более равн

$$КП = \frac{Пин — Выход}{\frac{1}{2}\rho_l \frac{\dot{м}ин}{\rho A i}^2} \quad (14)$$

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 9. Эксперимент по сравнению с распределением потока LOM для: (a) почти равномерного давления по размаху и (b) высокого градиента давления по размаху при испытаниях на двух воздуходувных установках D3.

6.2. Влияние геометрических параметров

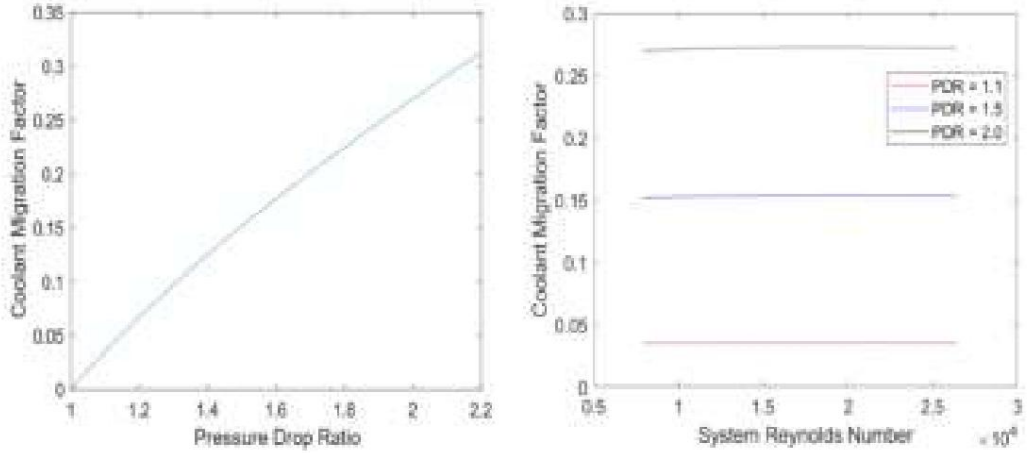
После проверки LOM с использованием нагнетательной установки он был использован для анализа влияния выбранных геометрических параметров на миграцию охлаждающей жидкости. Чтобы упростить анализ, исследуемая область была уменьшена до размера «2 × 2», который использовался для моделирования CFD в разделе 4. В такой установке доля общего количества мигрирующего хладагента (разность м/2 мин, (m – это /2 между двумя выходными массовыми потоками) является функцией только перепадов давления от подачи охлаждающей жидкости (давление на входе P0c) на два выхода с выходом давления P1 и P2, плотность , вязкость и масштабы длин s, di , df , Li , Lf и Lpd. В безразмерных терминах коэффициент миграции охлаждающей жидкости CMF является функцией коэффициента падения давления PDR, числа Рейнольдса системы Resys (15) и отношения диаметра ударного отверстия к другим геометрическим параметрам (df /di , Li/ di , Lf /di и Lpd/di). / / /

$$\text{ЦМФ} = 2\,\frac{\dot{м}}{2\ \text{мин.}}, \quad \text{ПДР} = \frac{P0c - P2}{P0c - P1}, \quad \text{Resys} = \mu\,\frac{\text{ди}\sqrt{P0c - P1}\,\rho}{} \tag{15}$$

Чтобы дать контекст этим параметрам, CMF служит мерой того, какой объем потока «крадет» из одного отверстия в пленке другим. Значение 0 означает, что распределение выходного потока является равномерным. Любое значение от 0 до 0,5 означает, что происходит некоторая миграция, а значение 0,5 указывает на то, что отверстие в пленке низкого давления является выходом для всей охлаждающей жидкости в системе. Если CMF > 0,5, отверстие в пленке высокого давления поглощает основной поток. PDR количественно определяет градиент внешнего давления относительно подачи охлаждающей жидкости — PDR , равный единице, означает, что градиент внешнего давления является плоским.

Было проведено несколько серий моделирования с использованием модели, чтобы определить влияние каждого геометрического фактора на соотношение CMFPDR , которое устанавливает уровень миграции охлаждающей жидкости в диапазоне рабочих условий. В схеме 2 × 2, где все элементы имеют постоянный размер (т. е. отверстия в пленке имеют одинаковый диаметр и т. д.), коэффициент перепада давления, равный 1, не приводит к миграции охлаждающей жидкости. По мере роста PDR миграция охлаждающей жидкости увеличивается, как показано на рисунке 10a. Было обнаружено, что это повторяется, если все геометрические соотношения остаются постоянными, поскольку число Рейнольдса системы оказывает минимальное влияние — это показано на рисунке 10b, где доля мигрирующего хладагента почти не меняется для широких диапазонов Resys.

Machine Translated by Google



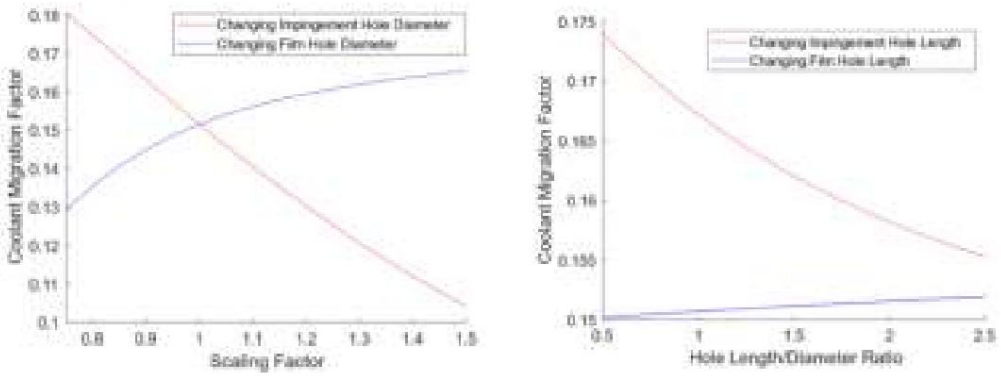
(а) (б)

Рисунок 10. Безразмерные зависимости для CMF: (a) CMF по сравнению с PDR для модели 2 × 2, (b) CMF по сравнению с PDR PDR для модели 2 × 2 с несколькими PDR.

На рис . 11a показан эффект независимого масштабирования диаметров соударяющего отверстия и отверстия в пленке. Масштабирование диаметра каждого отверстия имеет противоположный эффект: увеличение диаметра соударяющего отверстия уменьшает долю миграции охлаждающей жидкости, тогда как увеличение диаметра отверстия в пленке приводит к большей миграции. Эти эффекты являются результатом того, как потери давления через каждую оболочку влияют на среднее давление во внутренней полости. Как отмечается в соответствующей работе [10], процесс соударения доминирует над потерями давления в системах эффузионного охлаждения с двойными стенками, поэтому даже в случаях с высокими градиентами внешнего давления массовые потоки соударяющихся отверстий остаются близкими к равным, а поток расширяется от Точки столкновения в основном находятся под одинаковым давлением. Только после процесса соударения внешний градиент давления влияет на распределение потока, если только массив не имеет изменений в сужениях рядов опоры, как, например, на рисунке 3. Увеличение диаметра отверстия соударения уменьшает перепад давления на внутренней оболочке, создавая большее давление. поля во всех положениях отверстий пленки. Таким образом, снижается коэффициент падения давления на внешней обшивке, ограничивая миграцию охлаждающей жидкости. Напротив, увеличение диаметра отверстия в пленке уменьшает перепады давления на внешней оболочке и смещает большую потерю давления на процесс соударения, увеличивая коэффициент падения давления на внешней оболочке и увеличивая миграцию охлаждающей жидкости. Это означает, что внешняя оболочка с низкой пористостью гораздо менее уязвима для миграции охлаждающей жидкости, чем оболочка с высокой пористостью, хотя эффекты миграции охлаждающей жидкости следует учитывать наряду с вероятным снижением эффективности пленочного охлаждения, вызванным уменьшением пористости внешней оболочки. Если распределение внешнего давления известно, может быть полезно уменьшить диаметр отверстий пленки в областях низкого давления, сохраняя при этом большие диаметры отверстий в областях высокого давления - отверстия в SS будут иметь больший перепад давления на единицу массы, компенсируя дисбаланс в перепаде давления на внешней обшивке и ограничение миграции охлаждающей жидкости.

Эффект масштабирования длины отверстий показан на рисунке 11b. В исследованном диапазоне увеличение длины соударяющего отверстия уменьшало миграцию теплоносителя, тогда как увеличение длины отверстий в пленке увеличивало ее. Изменение длины каждого отверстия изменяет его коэффициент расхода: при соотношении длина/диаметр ниже 2 Cd увеличивается с увеличением длины отверстия, поскольку большая длина отверстия позволяет подавлять вторичные потоки. Cd начинает уменьшаться, когда отношение длины к диаметру превышает 2,5 из-за избыточного трения. Таким образом, в исследуемом диапазоне коэффициенты расхода увеличиваются, что приводит к тенденциям, аналогичным наблюдаемым при изменении диаметров отверстий. Высокое значение Cd,i снижает потери давления из-за столкновения и уменьшает коэффициент падения давления на внешней обшивке, а высокое значение Cd, f имеет противоположный эффект. Поскольку значительная передача тепла происходит на внутренних поверхностях отверстий, эффективность охлаждения необходимо учитывать наряду с миграцией при оптимизации толщины стенок для обеспечения общей эффективности охлаждения.

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 11. Влияние коэффициентов масштабирования на CMF: (a) CMF в зависимости от коэффициентов масштабирования для диаметров отверстий при 1,5 PDR; (б) CMF в зависимости от соотношения длины и диаметра отверстия при 1,5 PDR.

В контексте лопатки двигателя при исследовании любого заданного положения отверстия необходимо учитывать несколько PDR . Позиции на полпути вдоль хорды будут получать охлаждающую жидкость из позиций с более высоким давлением и терять охлаждающую жидкость в позиции с более низким давлением.

На рис . 12 показано влияние изменения ширины постамента на миграцию теплоносителя. Когда отношение ширины опоры к диаметру ударного отверстия становится равным двум, доступная площадь потока стремится к нулю. В этой области скорость потока через массив пьедестала высока, что приводит к высоким потерям давления в этой области — это имеет эффект, аналогичный уменьшению диаметра отверстия в пленке, поскольку в процессе столкновения происходит меньше потерь давления в системе, что приводит к более высокий запас давления по внешней обшивке и меньшая миграция охлаждающей жидкости. Когда ширина опоры менее чем в 1,5 раза превышает диаметр ударного отверстия, влияние ширины опоры на миграцию охлаждающей жидкости намного слабее, поскольку потери давления явно меньше, чем потери, возникающие через любой набор отверстий.

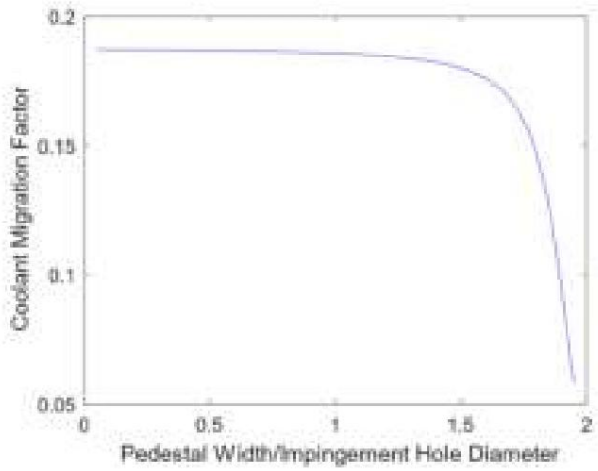


Рисунок 12. Зависимость CMF от ширины опоры/диаметра ударного отверстия при 1,5 PDR.

6.3. Полнолопастной

анализ Чтобы продемонстрировать проблему миграции охлаждающей жидкости внутри направляющего аппарата сопла с двойными стенками, охлаждаемого эффузионным потоком, LOM был адаптирован для современного двигателя NGV с использованием свойств потока, обнаруженных экспериментально Холгейтом и др. [4]. Сетевая диаграмма этого приложения показана на рисунке 13. Из-за очень высокого градиента давления вокруг ранней поверхности всасывания LOM не смог определить внутреннее поле потока для непрерывной полости, поэтому показанные результаты относятся к тестовому примеру, где внутренняя полость ЛЭ отделена как от ПС, так и от СС. Это показывает серию потоков нулевой массы через массив пьедестала. В этой конфигурации максимальные потоки теплоносителя из пленочных отверстий наблюдаются на ранних этапах SS, в то время как пленочные отверстия вокруг LE производят небольшой поток из-за гораздо меньшего общего за

Machine Translated by Google

для этого раздела. Чтобы добиться более равномерного потока охлаждающей жидкости на выходе вокруг лопатки, необходимо увеличить размеры отверстий на LE, чтобы обеспечить больший поток, или уменьшить размеры отверстий вокруг SS, чтобы ограничить поток охлаждающей жидкости. Это представляет собой значительное преимущество LOM, которое можно использовать для быстрой оценки последствий многих незначительных изменений конструкции в попытке оптимизировать распределение выходного потока.

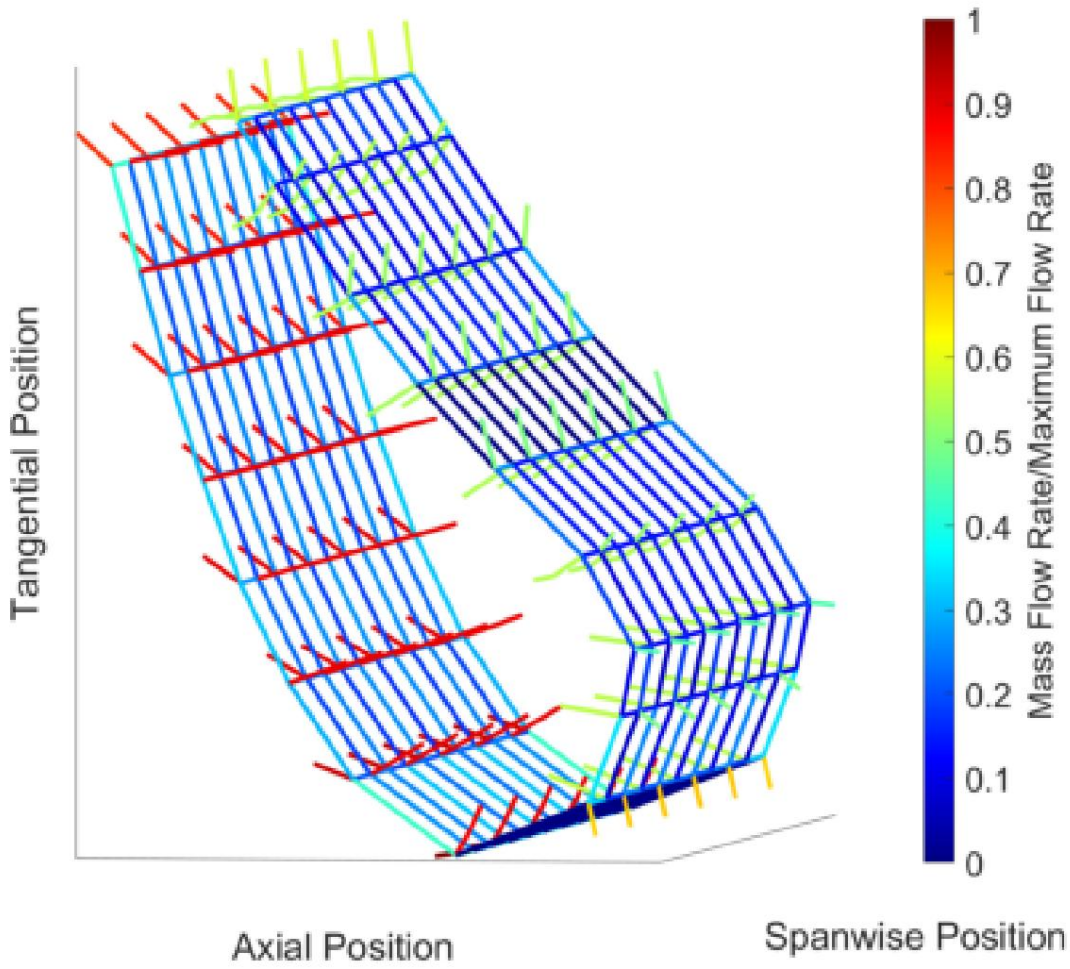


Рисунок 13. Проточная сеть для газомоторного двигателя с двойными стенками, охлаждаемого эффузионным методом.

CFD использовалась для анализа влияния стен поперек пролета на распределение массового расхода на выпуске, результаты которого показаны на рисунке 14. На этом рисунке сравнивается средний массовый расход на выпуске на ряд отверстий, нормированный по значению, наблюдаемому при застое. линия для трех разных установок; сплошная полость (без стенок), разделенные участки (LE, PS и SS отдельные, как на рисунке 13 и полностью разделенные (стенки между каждым рядом отверстий). Из этих результатов сразу видно, что без стенок через полость существует массовая миграция теплоносителя к ранней поверхности всасывания, что приводит к значительному дисбалансу в распределении теплоносителя на выходе. В этом конкретном случае использование стенок поперек пролета является обязательным для поддержания любого адекватного пленочного охлаждения на LE.

Даже в тех случаях, когда ЛЭ, ПС и КС были отделены друг от друга, средние массовые расходы теплоносителя на отверстие на выходе из КС были существенно больше для КС, чем для других секций. Чтобы продемонстрировать потенциальные методы выравнивания распределения выходного потока, LOM использовался для увеличения диаметров отверстий пленки вокруг PS и LE, одновременно уменьшая диаметры всех отверстий пленки на SS в той же пропорции. Результаты этих испытаний показаны на рисунке 15, который показывает, что диаметры отверстий необходимо было бы увеличить примерно на 80 %, если бы проектировщик стремился к более равномерному выходному потоку. Такое масштабирование дает максимальное отклонение среднего массового расхода СОЖ на отверстие в размере 19 % от значения ряда застоя по сравнению со 118 %, когда масштабирование не используется. В корпусе двигателя

Machine Translated by Google

более высокие тепловые нагрузки вокруг SS приведут к увеличению спроса на пленочное охлаждение там, но поддержание адекватного пленочного охлаждения на LE представляет собой более сложную задачу.

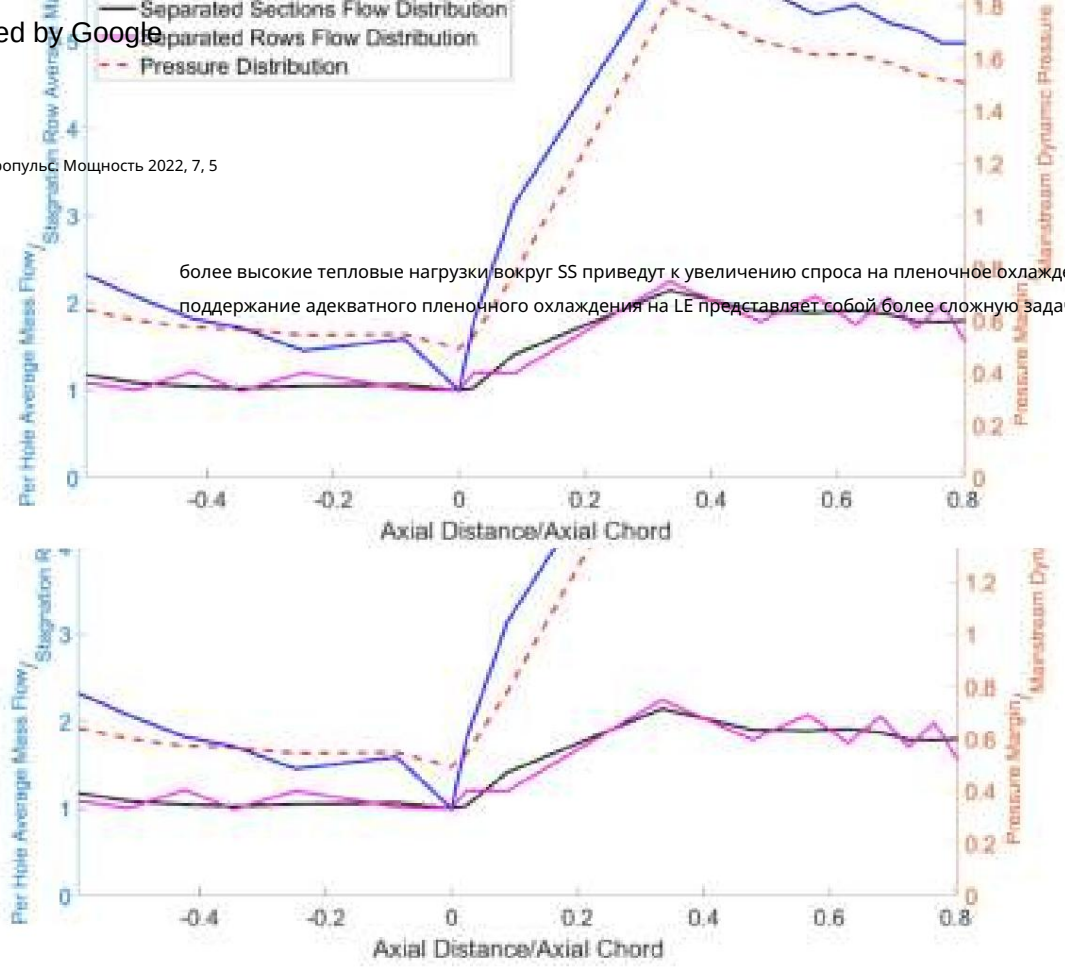


Рисунок 14. Результаты CFD для распределения массового расхода на выходе для различных внутренних полостей.

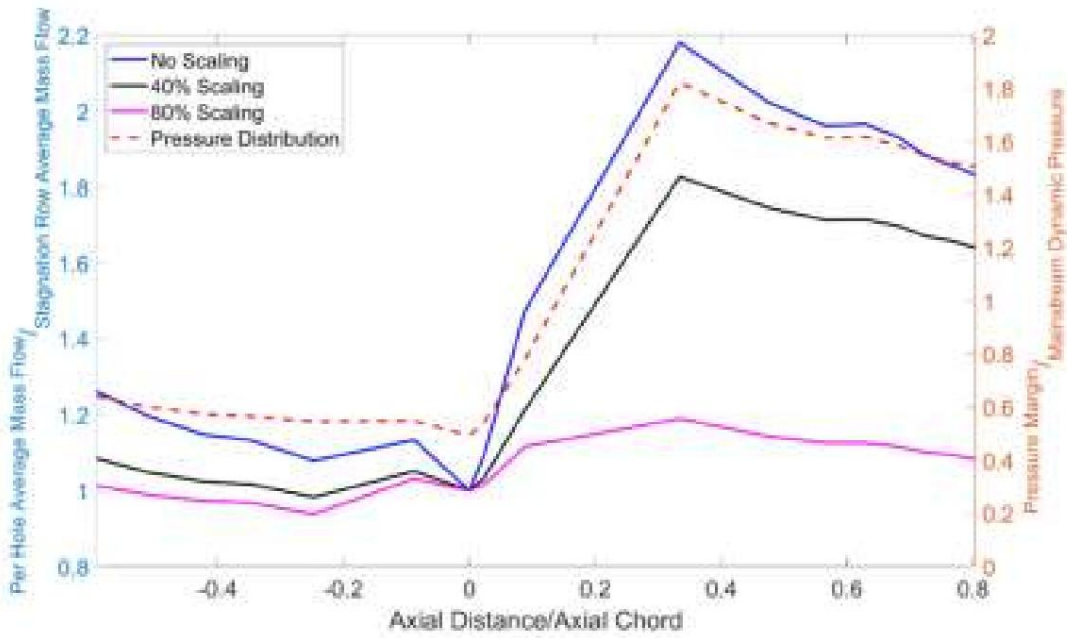


Рисунок 15. Результаты LOM для распределения массового расхода на выходе газомоторного двигателя для масштабирования диаметров отверстий.

6.4. Будущая работа

Будущая работа будет посвящена влиянию теплопередачи на миграцию теплоносителя, сочетая модель потоковой сети с тепловой сетью низкого порядка через твердое тело на основе модели, разработанной Мюрреем и др. [25]. Учитывая высокий рост температуры охлаждающей жидкости при ее прохождении через систему охлаждения с двойными стенками лопаток двигателя, ожидается, что на миграцию охлаждающей жидкости будет влиять теплопередача. Значительное повышение температуры теплоносителя в полости привело бы к уменьшению плотности теплоносителя. Более низкая плотность приведет к меньшим массовым расходам на выходе при тех же перепадах давления, что приведет к снижению коэффициента миграции теплоносителя. Как отмечалось ранее, геометрические изменения внесены в боевой теплоноситель.

Machine Translated by Google

миграция будет иметь косвенное влияние на эффективность охлаждения геометрии — важно, чтобы эти проблемы рассматривались параллельно друг с другом, поскольку любая из них может привести к катастрофическому выходу из строя компонента двигателя.

7. Выводы

Модель сети потоков низкого порядка была создана для оценки распределения массового расхода и давления через системы эффузионного охлаждения с двойными стенками. LOM был разработан для использования эмпирических коэффициентов потерь и корреляций коэффициентов расхода для расчета массовых потоков в узлах сети и из них, а также для определения давления во внутренних узлах системы охлаждения. Это позволяет оценить уязвимость геометрии схемы охлаждения к миграции теплоносителя под действием внешнего градиента статического давления. Уменьшение миграции охлаждающей жидкости из областей высокого давления в область низкого является ключом к предотвращению локализованных областей низкой эффективности внешнего пленочного охлаждения. Результаты LOM были подтверждены с использованием установки Blower Rig, при которой воздуходувка нагнетала поток через испытательный образец с двухстенным эффузионным охлаждением , через который поток был разделен на шесть выпускных каналов, и массовые расходы измерялись независимо. Это позволило оценить влияние наложенного градиента давления по размаху на распределение выходного потока. Результаты выгодно отличались от результатов LOM.

LOM выполнил серию масштабных симуляций, чтобы показать влияние различных геометрических параметров на миграцию охлаждающей жидкости. Эти испытания показали, что эффективным методом снижения коэффициента миграции охлаждающей жидкости является минимизация коэффициента падения давления на внешней стенке. Это было сделано за счет уменьшения доли общих потерь давления, вызванных столкновением - геометрические изменения, вызвавшие это, включали увеличение диаметра и длины ударных отверстий, а также уменьшение диаметра и длины отверстий в пленке. Большие диаметры пьедесталов и, следовательно, малое расстояние между ними дали те же результаты, что и малые диаметры отверстий в пленке, но только при очень высоких значениях.

Было высказано предположение, что неравномерное распределение диаметров отверстий можно использовать для компенсации влияния высоких внешних градиентов статического давления на миграцию охлаждающей жидкости. Это было проверено на примере полной лопасти, где увеличение диаметров отверстий на LE и SS при одновременном уменьшении диаметров на SS дало гораздо более равномерное распределение массового расхода на выходе.

Вклад авторов: MvdN и PI установили цели работы и дизайн экспериментов . MvdN разработала модель сети потоков низкого порядка и выполнила работу и эксперименты CFD под руководством PI. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данная работа финансируется компанией Rolls Royce plc. и EPSRC в рамках CDT в области аэродинамики газовых турбин (№ EP/L015943/1) и систем транспирационного охлаждения для турбин реактивных двигателей и гранта программы гиперзвуковых полетов (№ EP/P000878/1).

Заявление о доступности данных: неприменимо.

Благодарности: Авторы выражают благодарность Александру Мюррею и техническим специалистам Оксфордского института терможидкостей за их вклад в постановку экспериментов, а также Луке Ди Маре за помощь в численных работах. Дополнительная благодарность Игнасио Майо, ранее работавшему в Rolls Royce plc., за руководство этим исследованием.

Конфликты интересов: Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; при сборе, анализе или интерпретации данных; при написании рукописи или при решении опубликовать результаты.

Machine Translated by Google

Номенклатура

А	Площадь м2
———	Коэффициент разряда
КП	Коэффициент давления
ЦМФ	Коэффициент миграции охлаждающей жидкости
д, Д	Диаметр (м)
	Коэффициент трения
фч	Удельная энтальпия (Дж/кг)
НТС кл	Коэффициент теплопередачи Вт/м2 ·К)
	Коэффициент потерь
л	Длина (м)
ЛЕ	Передовой край
. м	Массовый расход (кг/с)
ПГВ	Направляющая лопасть сопла
П	Давление (Па)
НДР	Коэффициент перепада давления
ПС	Поверхность давления
Ре	Число Рейнольдса
с	Расстояние (м)
СФК	Удельный расход топлива (кг/Н· с)
Т	Температура (К)
ТЕТ	Температура на входе в турбину (К)
и, U β	Скорость (м/с)
	Соотношение площади
ε	Фактор расширяемости
μ	Вязкость (Па ·с)
ρ	Плотность кг/м3
Индексы	
0	Общий
с	охлаждающая жидкость
доб.	Экстерьер
	Пленка/выпотное отверстие
фх	Гидравлический
я	Ударное отверстие
в	Вход
вне	Выход
пд	Пьедестал
сис	Система
т	Поворот
горло	Горло
ш	Стена
	Мейнстрим

Ссылки

1. Ван де Ноорт, М.; Ирландия, РТ Модель сети с потоком низкого порядка для систем эффузионного охлаждения с двойными стенками. В материалах Европейская конференция по турбомашиностроению ETC14 2021, доклад № 666, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.
2. Бункер, Теплопередача газовой турбины RS: 10 остающихся проблем на пути горячего газа. В материалах ASME Turbo Expo 2006: Энергия для суши, моря и воздуха, Барселона, Испания, 8–11 мая 2006 г.
3. Мюррей А.В.; Ирландия, ПТ; Роулинсон, А.Дж. Комплексный сопряженный вычислительный подход для оценки аэротермических и термомеханические характеристики систем с двойными стенками эффузионного охлаждения. В материалах ASME Turbo Expo 2017: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.
4. Холгейт, Н.; Креши, И.; Ирландия, П.; Роулинсон, А. Прогнозирование и увеличение давления в охлаждающем отверстии пленки направляющего аппарата сопла допуск. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.
5. Кэмпбелл, СХ; Моррисон, Дж. А. Профиль турбины с подходящей внешней стенкой. Патент США 8147196 B2, 3 апреля 2012 г.
6. Девор, Массачусетс; Пауве, CS. Профиль турбины с улучшенным охлаждением. Патент США 7600966 B2, 13 октября 2009 г.

Machine Translated by Google

7. Чю, М.К.; Хсинг, ЮК; Натараджан, В. Конвективная теплопередача массивов кубических ребер в узком канале. Я. Турбомах. 1998, 120, 363–367. [Перекрестная ссылка]
8. Сив, Южная Каролина; Фраденек, AD; Чью, MK; Элвин, Массачусетс. Влияние различных массивов штифт-ребер на теплообмен и потерю давления в узком канале. В материалах ASME Turbo Expo 2015: Техническая конференция и выставка турбин, Монреаль, Квебек, Канада, 15–19 июня 2015 г.
9. Бамба, Т.; Кумагай, Т.; Мимура, Ф.; Ямане, Т.; Фукуяма, Ю.; Усуи, Т.; Йошида, Т. Передовые характеристики охлаждения интегрированной конфигурации охлаждения. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2008: Энергия для суши, моря и воздуха, Берлин, Германия, 9–13 июня 2008 г.
10. Эндрюс, GE; Асере, А.А.; Хусейн, CI; Мкпади, MC Ударная теплопередача с полным покрытием: изменение отношения шага к диаметру при постоянном зазоре. В АГАРД «Теплопередача и охлаждение в газовых турбинах»; АГАРД: Берген, Норвегия, 1985 г.
11. Мюррей А.В.; Ирландия, ПТ; Ромеро, Э. Экспериментальные и вычислительные методы оценки двустенных систем эффузионного охлаждения. В материалах ASME Turbo Expo 2019: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.
12. Вамберси, А.; Вонг, Х.; Ирландия, П.; Мэйо, И. Эксперименты по транспирационному охлаждению, основанному на панельном охлаждении лопатки турбины Уровень эффективности пленки более 95%. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 16. [CrossRef]
13. Роуз, младший NASA TM-73774: FLOWNET: компьютерная программа для расчета условий вторичного потока в сети турбомашин; НАСА: Кливленд, Огайо, США, 1978 г.
14. Куц, К.Дж.; Шпеер, Т.М. Моделирование системы вторичного воздуха авиационных двигателей. В материалах ASME 1992 International. Конгресс и выставка газовых турбин и авиационных двигателей, Кельн, Германия, 1–4 июня 1992 г.
15. Эбенхох, Г.; Шпеер Т.М. Моделирование систем охлаждения газовых турбин. В материалах ASME 1994 International Gas. Конгресс и выставка турбин и авиационных двигателей, Гаага, Нидерланды, 13–16 июня 1994 г.
16. Гаус Дж.; Моррис, Р.; Виссер Дж. Моделирование камеры сгорания газовой турбины с использованием сетевого решателя. С. Афр. Дж. Наук. 2006, 102, 533–536.
17. Джин, Х.; Риддл, А.; Кук, Л. Анализ сжимаемой потоковой сети для модернизации конструкции лопаток турбин высокого давления промышленных авиационных двигателей. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2008: Энергия для суши, моря и воздуха, Берлин, Германия, 9–13 июня 2008 г.
18. Ремани, К. Численные методы решения систем нелинейных уравнений; Университет Лейкхед: Онтарио, Квебек, Канада, 2013 г.
19. Маццеи, Л.; Винчлер, Л.; Андреини, А. Разработка численной корреляции для коэффициента расхода круглых наклонных скважин. с низким поперечным потоком. Вычислить. Жидкости 2017, 152, 182–192. [Перекрестная ссылка]
20. Ван З. Применение термохромных жидких кристаллов для детальных измерений охлаждения лопаток турбины. доктор философии Диссертация, Оксфордский университет, Оксфорд, Великобритания, 1991 г.
21. Миллер Д.С. Системы внутренних потоков, 2-е изд.; Miller Innovations: Бедфорд, Великобритания, 2009 г.
22. Роберт Бош Электроинструмент ГмбХ. БАС 2400 |25 |2500 |28 |30; Robert Bosch Power Tools GmbH: Штутгарт, Германия, 2017 г.
23. Первый датчик. Серия HCE: Техническое описание миниатюрных датчиков давления с усилением; Первый сенсор: Берлин, Германия, 2020 г.
24. Пико Технология. ADC-20 и ADC-24: Техническое описание регистратора данных высокого разрешения; Pico Technology: Сент-Неотс, Великобритания, 2019 г.
25. Мюррей А.В.; Ирландия, ПТ; Ромеро, Э. Экспериментально подтвержденная модель теплового отклика низкого порядка систем эффузионного охлаждения с двойными стенками для лопаток турбин высокого давления. В материалах ASME Turbo Expo 2020: Техническая конференция и выставка турбомашин, онлайн, 21–25 сентября 2020 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Предварительные рекомендации по проектированию с учетом вибрации и шума тихоходных осевых вентиляторов, обусловленных профилем Выброс вихрей †

Габор Даку * и Янош Вад

Кафедра механики жидкости, факультет машиностроения, Будапештский университет технологии и экономики, Берталан Лайош у. 4-6, H-1111 Будапешт, Венгрия; vad@ara.bme.hu * Адрес для переписки: daku@ara.bme.hu † Эта статья представляет собой переработанную версию нашей статьи, опубликованной в журнале Proceedings of the European Turbomachinery. Конференция ETC14, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: В этой статье представлен критический обзор наихудших сценариев проектирования, при которых низкоскоростные вентиляторы с осевым потоком могут демонстрировать повышенный риск резонанса лопаток из-за образования вихрей в профиле. В качестве примера конструкции пластина с выпуклостью по дуге и относительной кривизной 8% исследуется с помощью двух подходов: механики лопаток и аэродинамики. Для этих целей частоту первой формы изгиба пластины произвольного кругового изгиба выражают путем моделирования лопатки вентилятора консольной балкой. Кроме того, разработан метод итеративного проектирования лопастей для проверки рискованных сценариев, при которых могут возникнуть когерентные по размаху и пространству сбрасывающие вихри, стимулирующие выраженную вибрацию и шум. Сочетая эти два подхода, создаются случаи резонанса лопастей, вызванного вихрями . В противовес этому принципу разрабатываются рекомендации по проектированию, позволяющие избежат
На основе представленного здесь подхода также разрабатываются рекомендации по снижению раздражения, вызванного шумом от вихревых выбросов.

Ключевые слова: осевой вентилятор; вибрация лезвия; низкая скорость наконечника; предварительный проект вентилятора; образование вихрей

Цитирование: Даку, Г.; Вад, Дж. Предварительные рекомендации по проектированию с учетом вибрации и шума тихоходных осевых вентиляторов из-за образования вихрей в профиле. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 2. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010002 .

Поступила: 28 сентября 2021 г.
Принято: 4 января 2022 г.
Опубликовано: 7 января 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

В последние десятилетия образование вихрей (VS) на лопастях ротора низкоскоростного осевого вентилятора приобрело инженерную актуальность. Явление VS, обсуждаемое в этой статье, называемое здесь как образование профильных вихрей (PVS) и проиллюстрированное на рисунке 1, не следует путать с притуплением задней кромки, VS, которое происходит за тупой задней кромкой (TE). профиля лопасти, выполняющего роль кормовой части обтекаемого корпуса [1]. В вышеупомянутой литературе ПВС называют ламинарно-пограничным ВС, поскольку он может возникнуть только в том случае, если пограничный слой изначально ламинарный хотя бы над одной стороной профиля лопатки. В этом случае первоначально ламинарный пограничный слой, отделившийся вблизи или после положения середины хорды, снова прикрепляется в районе ТЕ, образуя отрывной пузырь, и, наконец, претерпевает ламинарно-турбулентный переход. При этом положение и размер образовавшегося разделительного пузыря играют ключевую роль в излучении тонального шума ФВС. Недавно Яхина и др. [2] опубликовали подробное исследование тонального ТЕ-шума, излучаемого профилями с низким числом Рейнольдса. Они заметили, что предварительным условием эмиссии тонального шума является нахождение образовавшегося разделительного пузыря достаточно близко к ТЕ. PVS может возникнуть в определенном диапазоне чисел Рейнольдса. На основании литературы [3–5] здесь предполагается нижний предел Rec = 5 × 104 , а верхний предел определяется критическим числом Рейнольдса естественного ламинарно-турбулентного перехода. Когда PVS обсуждается для тихоходных вентиляторов, как в настоящей статье, рассматривается несжимаемый поток, подразумевая число Маха 0,3 .

Machine Translated by Google



Рисунок 1. Профиль вихреобразования (PVS).

В литературе доступны различные модели явления PVS. В этой статье упоминается только классическая модель Тэма [6] и Райта [7] , чтобы дать простую и всестороннюю интерпретацию механизма. Согласно этой модели, PVS связан с самовозбуждающейся петлей обратной связи. Из-за неустойчивого ламинарного пограничного слоя генерируются волны неустойчивости Толлмина – Шлихтинга; эти волны движутся вниз по течению к TE, где происходит рассеяние звука и создаются акустические волны. Акустические волны распространяются вверх по течению, усиливая первоначальную нестабильность. Если соответствующие фазовые условия выполняются, помехи усиливаются на некоторых частотах, замыкая тем самым контур обратной связи. Позднее ряд авторов, например, Nash et al. [8] провели критический пересмотр вышеупомянутой модели петли обратной связи. PVS может Как показывают исследования Ausoni et al. [9] предполагают, что механизмы периодического образования вихрей и периодической вибрации лопасти могут быть взаимно связаны на собственной частоте лопасти в рамках явления «захвата».

В случае тихоходных лопаток осевого вентилятора отличие ПВС и ТЕ- затупление ВС в их физических механизмах проявляется в методах масштабирования, а также в различных значениях числа Струхаля.

Для профилей лопаток с толстыми или затупленными задними кромками вихреобразование ТЕ-затупленности [10] можно охарактеризовать числом Струхаля, основанным на скорости набегающего потока U0 и толщине ТЕ dTE:

$$St_{TE} = f_{TE}\, d_{TE}/U_0 = 0{,}20 \quad (1)$$

Для ПВС [11,12], что связано с механизмом перехода пограничного слоя и обратной связью:

$$St = f_{PVS} b/U_0 = 0{,}18 \quad (2)$$

где f — доминирующая частота двух типов ВС, а b — расстояние между вихревые ряды. Ярусевич и др. [11] обнаружили, что St* является универсальным для симметричных, относительно толстых профилей NACA для определенных диапазонов числа Рейнольдса и угла атаки, что предполагает название «универсального» числа Струхаля St*, как указано в уравнении (2). Однако эти профили не нашли широкого применения в осевых вентиляторах; поэтому авторы настоящей статьи расширили предложенное определение St* следующим образом. Систематические эксперименты в аэродинамической трубе проводились на моделях секций лопаток, типичных для тихоходных осевых вентиляторов, с использованием однокомпонентного термоанемометрического зонда. На основании измеренных значений f и b авторы также подтвердили достоверность St* для асимметричной геометрии профиля, такой как изогнутая пластина с 8% и профили RAF-6E, в квази-2D экспериментальном анализе [13]. Таким образом, была расширена имеющаяся экспериментальная база данных по частоте ФВС [5] .

С инженерной точки зрения практические аспекты PVS примечательны в двух отношениях: вибрация и шум. С одной стороны, ПВС создает периодически колеблющуюся силу, нормальную хорде, увеличивая риск вибрации лопасти. С другой стороны, ВС выступает основным источником аэроакустического шума тихоходных осевых вентиляторов [14–16]. Следовательно, важной инженерной задачей является проверка и, возможно, контроль вибрации и шума тихоходных осевых вентиляторов, вызванных PVS, который уже находится на стадии предварительного проектирования. Стоит отметить, что признаки вибрации лопастей и шума, связанного с ПВС, могут совпадать в частотных спектрах. В [17] виброметр, подключенный к крылу, зарегистрировал вихревую вибрацию, доминирующая частота которой совпадала с частотой тона в дальней зоне.

Измерения ПВС в литературе в основном относятся к изолированным и устойчивым профилям [2,11–13,17,18]. Лишь немногие исследования посвящены ПВС в случае вращающихся лопаток несимметричного профиля, характерного для реальных осевых вентиляторов. Лонгхаус [19] обнаружен

Machine Translated by Google

Шум ПВС на осевом вентиляторе с четырьмя изогнутыми пластинчатыми лопатками с постоянной хордой. Тем не менее, за исключением небольшого участка (~10%) размаха одной лопасти в призаконцовочной области, шум ПВС подавлялся за счет задних хордовых зубцов. Кроме того, изменение скорости набегающего потока по размаху имело тенденцию к расширению шумовой характеристики PVS, таким образом действуя против замечательного, хорошо обнаруживаемого тонального характера PVS. Гроше и Стьюитт [20] исследовали четырехлопастной ротор осевого вентилятора пропеллерного типа с умеренной Шум ФВС при α 4 стреловидностью и круткой. Они наблюдали угол атаки , рассматриваемый во вращающейся системе отсчета возле кончика лопасти, для трех разных чисел Рейнольдса, основанных , на длине хорды (Rec = 9 × 104 , 1,3 × 105 , 2,6 × 105). Все вышеупомянутые наблюдения — как изолированный профиль лопасти, так и рассмотрение ротора — предполагают, что следующие особенности лопасти имеют тенденцию увеличивать наклон для возникновения хорошо обнаруживаемого тонального PVS: высокое удлинение (AR), низкая прочность, умеренная крутка и постоянная хорда лопатки. Эти параметры типичны для пропеллерных вентиляторов [21]. Такие пропеллерные вентиляторы, для которых на значительной части размаха характерна низкая монолитность, разработаны, например, в [22,23].

Чтобы смягчить вредные эффекты шума и вибрации, вызванные PVS, систематически обнаруживаются пессимистические сценарии проектирования, для которых такие вредные эффекты выражены. Кроме того, эти конструктивные характеристики были связаны с учетом динамики ротора. На основе данной муфты создан образцовый неблагоприятный расчетный случай как по эксплуатационным, так и по геометрическим характеристикам, при котором ПВС демонстрирует повышенный риск возникновения лопастного резонанса. Взяв за основу ротор такого неблагоприятного конструктивного случая, именуемый далее ротором, подверженным воздействию PVS, уже на этапе предварительного проектирования можно разработать приблизительные полуэмпирические рекомендации по проектированию для проверки и, возможно, предотвращения резонанса, вызванного PVS. Рекомендации по проектированию снижения шума, изложенные в [13], также были доработаны в сторону более подробной модели, как показано в этой статье.

2. Вибрация лезвия: обзор

Профили лопаток турбомашин при предварительном анализе предлагается моделировать как простые консольные балки [24–30], что означает, что все степени свободы лопаток в основании лопатки, т. е. там, где они соединены со ступицей, ограничены. Чистые изгибные — или, другими словами, поперечные или изгибные — колебания призматической балки однородного по времени (τ) поперечного сечения и координате вдоль продольного направления балки (z) описываются уравнением в частных производных ниже, которая получена из теории пучка Эйлера-Бернулли [26,31]:

$$\text{ЭИ}\frac{4g(z,\tau)}{4}\frac{2g(z,\tau)}{\tau 2}+\rho bA\ x=0 \quad (3)$$

где g(z, τ) — боковое смещение вдоль оси, перпендикулярной хорде лопатки; E – модуль Юнга; I — второй момент площади относительно оси, параллельной хорде и соответствующей центру тяжести (ЦТ) лопаточной части; A – площадь поперечного сечения профиля лопатки; ρb — плотность материала лопатки.

Для получения решения по свободным колебаниям можно использовать метод разделения переменных. Используя правильные начальные и граничные условия, i-ю собственную частоту (см. ниже) и форму нормальной моды [31] можно выразить следующим образом:

$$Fi(z)=(\cos\beta iz\quad ch\beta iz)\quad(\sin\beta iz\quad \frac{(\cos\beta i\,l+\cos\beta i\,l)}{sinh\beta iz)\,(\sin\beta i\,l\quad sinh\beta i\,l)} \quad (4)$$

где i — номер заказа, т. е. 1, 2, 3 и т. д.; F(z) – характеристическая функция или нормальная мода пучка; l — радиальная протяженность лопасти от ступицы до кончика, т. е. размах лопасти, а βi l (2i 1)π/2. В качестве иллюстративных примеров на рис. 2 качественно представлены формы некоторых изгибных мод, построенные на основе уравнения (4). Вертикальная ось представляет собой нормальный режим (т.е. безразмерное смещение), а горизонтальная ось показывает безразмерную длину балки.

Machine Translated by Google

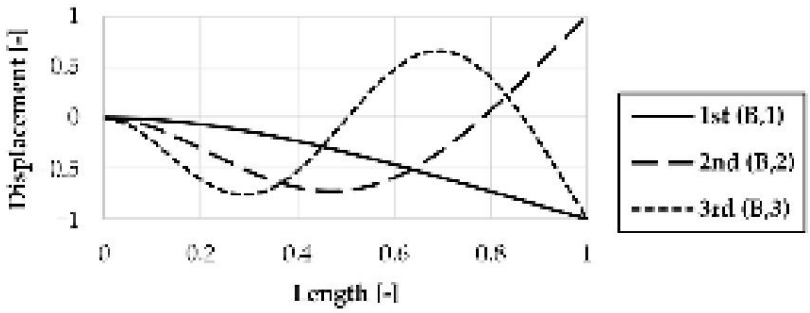


Рис. 2. Нормальные формы изгиба балки.

Чистое кручение консольной балки определяется следующим дифференциалом Уравнение [32]:

$$GIt \frac{\partial^2 \zeta(z,\tau)}{\partial z^2} + \rho b I_p \frac{\partial^2 \zeta(z,\tau)}{\partial \tau^2} = 0 \quad (5)$$

где ζ(z, τ) — угол поворота вокруг продольного направления балки; G – модуль сдвига; Это крутильная жесткость или крутильная константа; а Ip – полярный момент площади лопаточного сечения.

Важно отметить, что на практике может происходить смешение мод, и, соответственно, различными исследователями проводились исследования по экспериментальным и теоретическим оценкам анализа изгибно-крутильных колебаний с учетом связи изгибных и крутильных мод, например, [24] ,27,28,31,33,34]. Авторы настоящей статьи рассматривали только чистые моды изгиба и крутильного колебания, имея в виду простейший возможный режим аналитического описания.

В литературе доступны основные концепции аналитической обработки вибрации балок/лопастей под действием поля центробежных сил вследствие их вращения. Такие концепции касаются как раскрученной [31] , так и скрученной [24,28,29] геометрии. Как обсуждалось в [25], центробежная сила, возникающая при вращении лопастей, оказывает эффект увеличения жесткости, т. е. имеет тенденцию смягчать наклон лопасти к вибрации. На современном этапе исследований авторы пренебрегают механическим эффектом центробежного поля по следующим причинам: (a) центробежное поле имеет тенденцию иметь умеренное значение в обсуждаемых здесь низкоскоростных лопастях вентилятора; и (b) намерение состоит в том, чтобы применить пессимистический, то есть повышающий безопасность, предварительный подход к проектированию, пренебрегая тенденцией увеличения жесткости из- за центробежного поля. Поворот лопасти имеет тенденцию уменьшать собственные частоты изгиба, как показывают расчеты FEM (не представлены здесь). Поэтому для закрученных лопаток критические частоты возбуждения имеют тенденцию смещаться в сторону меньших значений. На современном этапе исследований авторы пренебрегают механическим эффектом закручивания лопастей. Разумность такого пренебрежения будет прокомментирована ниже. Планируется , что согласованный обзор эффектов поля центробежных сил и скручивания лопастей или учета смешивания чистых мод вибрации станет предметом будущих исследований.

Даже механические или гидромеханические воздействия могут неизбежно вызвать в определенной степени вибрацию лопасти осевого вентилятора, а также стать источником вибрации в конструкции, на которой он установлен. Такой эффект возбуждения может быть результатом взаимодействия лопастей вентилятора со следом, развивающимся за элементами, расположенными перед ротором, например, опорными стойками, входными направляющими лопатками, или даже из обсуждаемого явления PVS. Например, в соответствии с ростом давления на лопасть действует постоянная средняя подъемная сила. Однако подъемная сила также имеет изменяющуюся составляющую, например, колебательную силу, обусловленную PVS. Как подробно описано в [25,35], обе силы создают изгибающий момент, приводящий к вибрации. Если доминирующая частота PVS совпадает с собственной частотой лопасти, может возникнуть резонанс, и интенсивность вибрации можно ограничить только в том случае, если механическая конструкция достаточно жесткая или достаточно демпфированная. Поэтому к лопастям вентилятора, изготовленным из изогнутых пластин листового металла, следует относиться с особой осторожностью, поскольку их собственная частота - из -за умеренной инерции поперечного сечения и, как следствие, меньшей жесткости - ниже по сравнению с таковой у профилированных листов. лопатки [25].

Machine Translated by Google

Несмотря на то, что вентиляторы обычно работают с механическими напряжениями, намного меньшими, чем способен их материал, и поэтому вибрация лопасти вентилятора вследствие резонанса не приводит к разрушению механической конструкции, при наличии соответствующих напряжений, достигающих максимум вблизи основания лопатки, может возникнуть риск усталостного разрушения. Эти напряжения сочетаются с центробежными; поэтому возникает смешанный тип, знакопеременное напряженное состояние, которое необходимо учитывать при проектировании вентилятора.

Кроме того, ротор может стать разбалансированным из-за структур деформации, связанных с каждой резонансной частотой лопасти, что вынуждает вал изгибаться, увеличивая первоначальный дисбаланс и изгиб. Если возбуждение достаточно интенсивное, приводящее к вибрации большой амплитуды, одна из лопастей вентилятора может затереться о стенки воздуховода, что приведет к разбалансировке ротора или поломке лопастей.

2.1. Аналитическая обработка

2.1.1. Режимы изгиба

Чтобы обеспечить простой и комплексный подход к предварительному проектированию, избегая любой необходимости численных расчетов на данном этапе исследования и в качестве решения уравнения (3), следующие аналитически выраженные собственные частоты рассматриваются для режимов изгиба произвольный призматический стержень, как указано в литературе [26]:

$$f_{B,i} = l \frac{K_{B,i}}{2} \sqrt{\frac{EI}{A \rho_b}} \quad (6)$$

А именно, приведенную выше простую аналитическую формулу можно легко распространить на изгибные моды более высокого порядка, подставив соответствующую константу $K_{B,i}$ в уравнение (6). Значения $K_{B,i}$ для первых трех режимов изгиба составляют $K_{B,1} = 0,560$, $K_{B,2} = 3,506$ и $K_{B,3} = 9,819$ соответственно.

2.1.2. Торсионные режимы

Решая выражение в уравнении (5), собственная частота крутильных мод может быть получена с использованием аналитической формулы, например, из [26], следующим образом:

$$f_{T,i} = \frac{i - 0,5}{2l} \sqrt{\frac{G\,I_t}{\rho_b\, I_p}} \quad (7)$$

В уравнении (7) каждая переменная, кроме I_t, может быть определена путем использования материала и геометрических параметров лопасти. Для расчета постоянной кручения I_t для плоской пластины в [26] приведено следующее соотношение :

$$Это = K_т c t^3 \quad (8)$$

где c – длина хорды (ширина пластины); t – толщина (высота пластины); и K_t — механическая константа, которую можно получить из рисунка 4.2 из [26] или рассчитать по формуле — в соответствии с предыдущей литературой — например, [36]. Однако вышеупомянутые варианты определения постоянной кручения относятся не к изогнутой, а к плоской пластине, что затрудняет их прямое применение в нашем тематическом исследовании. Чтобы преодолеть эту проблему, на основе [36–38] постоянная кручения тонкостенной открытой трубы одинаковой толщины может быть выражена как:

$$Это = \frac{1}{3} U t^3 \quad (9)$$

где U — длина периметра средней стенки, показанная пунктиром ниже на рисунке 5.

Machine Translated by Google

2.2. Метод конечных элементов (МКЭ)

МКЭ является полезным и общепринятым инструментом для численного решения инженерных задач, таких как модальный анализ лопастей несущего винта [39–41]. Желаемые механические характеристики можно рассчитать, разделив произвольную механическую конструкцию на простые геометрические формы и определив свойства материала и определяющие связи между этими элементами. В этом исследовании частотный анализ низкоскоростной лопасти осевого вентилятора проводится с использованием коммерческой программы FEM ANSYS Mechanical APDL 2019 R3.

2.2.1. Геометрия, материалы и элементы

В настоящей статье предполагается, что ступица является жесткой по сравнению с лопаткой вентилятора, поэтому все степени свободы лопастей во ступице, т. е. в основании лопатки, ограничены. Поэтому был исследован только один сегмент осевого вентилятора, состоящий из одной лопасти без ступичной части. В соответствии с позже исследованным профилем лопасти несущего винта, подвергшимся воздействию PVS, круглодугово-выпуклой пластины с относительной кривизной 8% и размерными и безразмерными значениями таблиц 3 и 5, необходимые геометрические характеристики для 3D-моделирования сведены в таблицу 1. Причина выбора такой геометрии профиля лопасти будет подробно объяснена позже в разделе 3.2. В примере МКЭ лопатка вентилятора изготовлена из конструкционной стали плотностью 7850 кг/м3 , модулем Юнга 200 ГПа и коэффициентом Пуассона (νP) 0,3.

Таблица 1. Геометрические параметры и параметры материала лопатки для примера FEM.

л	с	т	час	ρб	Э	νP
264 мм	120 мм	2,40 мм	9,60 мм	7850 кг/м3	200 ГПа	0,30

Согласно литературе [30,39], элемент SHELL 181 подходит для анализа оболочечных конструкций от тонкой до умеренной толщины, связанных с лопатками турбомашин, таких как лопасти ветряных турбин и осевых вентиляторов. Следовательно, этот тип элемента применяется для моделирования лопасти вентилятора со 124 узлами в осевом направлении и 256 узлами в радиальном направлении. По сути, SHELL 181 представляет собой четырехузловой элемент с шестью степенями свободы в каждом узле: перемещения в направлениях x, y и z и вращения вокруг осей x, y и z. Однако следует отметить , что такое же решение можно получить, используя 20-узловой элемент Hex20 (SOLID 186) из Ansys Workbench 2019 R3.

2.2.2. Сходимость сетки.

Исследование сходимости сетки было проведено для обеспечения оптимального числа ячеек с точки зрения точности вычислений. Первые три собственные частоты изгиба (B) и кручения (T) лопатки вентилятора рассчитываются в нескольких размерах сетки (число элементов варьируется от 258 до 507904). При увеличении количества элементов первая собственная частота изгиба немного увеличивается, а затем становится почти постоянной. Для изгиба более высокого порядка и крутильной моды можно наблюдать аналогичные эффекты. Как показано на рисунке 3, для получения достаточно точного решения достаточно 31 744 элементов . Тем не менее, следует отметить , что даже модели с меньшим количеством элементов достаточно для предсказания первой собственной частоты изгиба в третьей октавной полосе (см. Приложение A).

Machine Translated by Google

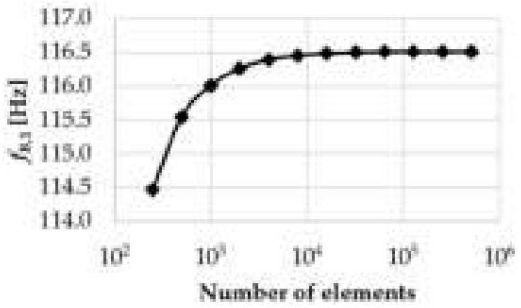


Рисунок 3. Исследование сходимости сетки.

2.3. Сравнение результатов

В таблице 2 первые три аналитические собственные частоты изгиба (B) и кручения (T) рассчитывались на основе уравнений (5), (7) и (8) и сравнивались с собственной частотой получено с помощью МКЭ. В первом столбце указан случай режима вибрации в разделе обсуждение. Во втором и четвертом столбцах МКЭ и аналитические собственные частоты. соответственно суммируются. В третьем и пятом столбцах соответствующая полоса номер разрешения третьей октавной полосы указан в соответствии с Приложением A. Столбец «Расхождение» содержит относительное расхождение f аналитического по сравнению с f FEM.

Таблица 2. Геометрические и материальные параметры лопатки.

Режим	е МКЭ [Гц]	1/3 октавы Номер группы	аналитический [Гц]	1/3 октавы Номер группы	Несоответствие [%]
Б,1	116,5	11	116,1	11	0,3
Б,2	595,2	18	727,6	19	18,2
Б,3	1146,7	21	2037,8	23	43,7
Т,1	140,1	11	117,4	11	19,4
Т,2	472,8	17	352,1	15	34,3
Т,3	949,6	20	586,9	18	61,8

Из таблицы 2 видно, что аналитическая обработка первого изгиба (B,1) собственная частота хорошо согласуется с результатом МКЭ. Тем не менее, для изгиба высших порядков и крутильных мод, относительное расхождение между аналитическими и результаты МКЭ становятся больше и имеют тенденцию к увеличению с увеличением порядка режимы. Возможным объяснением этого является частичное нарушение кратко изложенной Теория тонких пучков Эйлера–Бернулли. Следовательно, AR пучка равен 2,2; а именно, балка не считается тонкой (AR > 10).

Хотя существуют альтернативные методологии получения более точного аналитического прогноза для коротких пучков (AR < 10), например, теория пучков Тимошенко [31],
В настоящей статье основное внимание уделяется теории пучков Эйлера – Бернулли по следующим причинам. (а) С одной стороны, авторы стремятся создать замкнутую аналитическую формулу с наибольшей простое возможное аналитическое описание в уме. (б) С другой стороны, как показано в [31,42] относительное расхождение между аналитическими собственными частотами первого изгиба, рассчитанная на основе двух разных теорий, составляет менее 5–10%, что соответствует точке (а) считается приемлемым приближением. Исходя из этого и выделенной роли первого изгибного режима, подробно описанного в разделе 3.1, подтверждение аналитической модели по МКЭ имеет первостепенное значение только для первой формы изгиба и имеет второстепенное значение. значение для других режимов.

Несмотря на допущение упрощения, обсуждавшееся в начале главы (раскрученная и невращающаяся лопасть вентилятора), были проведены дополнительные тематические исследования методом МКЭ. также для витого и вращающегося лезвия. Результаты МКЭ показали, что оба скручивание лопасти и наличие поля центробежных сил оказывают эффект уменьшения собственной частоты изгиба, обеспечивая верхнюю оценку первой собственной частоты изгиба лопасти. лезвие. Как показывает последующий пример расчета, даже в случае раскрученного и

Machine Translated by Google

при неподвижной лопатке вентилятора только непрактично низкие окружные скорости приведут к совпадению первой собственной частоты изгиба и частоты ФВС. Таким образом, упрощенную модель лопастей вентилятора, применяемую авторами настоящей статьи, можно рассматривать как пессимистический сценарий проектирования.

3. Механика лезвия: примерный пример 3.1. Важность
режима изгиба первого порядка. Риск при работе вентилятора

из-за вибрации лопастей рассматривается в настоящей статье одновременно со следующих двух точек зрения, которые связаны друг с другом. (a) Риск мгновенного уменьшения зазора между кончиком лопасти и корпусом. С точки зрения уменьшения межконцевого зазора наиболее рискованными считаются режимы вибрации, характеризующиеся монотонно возрастающей амплитудой деформации по высоте лопатки. Это первые изгибные и первые крутильные моды. (b) Риск мгновенной дисбаланса ротора.

Это происходит в тех случаях, когда точка веса всей лопасти смещается в поперечном направлении от исходного положения, попадая на (приблизительно) радиальную линию укладки лопастей, по которой ротор изначально был сбалансирован. С точки зрения дисбаланса ротора ни один из крутильных режимов не считается рискованным, так как они имеют тенденцию оставлять точку веса всей лопасти (примерно) в исходном положении. Кроме того, согласно волнистому характеру колебаний, моды изгиба более высокого порядка характеризуются лишь умеренным поперечным смещением точки веса лопасти.

Поэтому среди различных мод колебаний, вызванных возбуждением ФВС, первая изгибная мода считается наиболее критичной, а изгибные моды более высокого порядка и крутильные моды считаются второстепенными. Следовательно, из аналитических решений в уравнении (5) «режим изгиба первого порядка» взят здесь в качестве иллюстративного примера аналитической обработки, разработанной авторами. Тем не менее разумность такого выбора оправдана и подкреплена последующими примерами .

Авторы статьи предполагают, что влияние PVS как на шум, так и на вибрацию выражено, когда обширные и когерентные вихри распространяются с одинаковой частотой вдоль доминирующей части размаха лопасти. В этом случае предполагается, что PVS испытывает колебания давления на всасывающей и напорной поверхностях лопатки, вызывая силы, нормальные к хорде.
Если предположить, что вихри сбрасываются по размаху и в пространстве когерентно, результирующие флуктуирующие силы синфазны по всему пролету. Кроме того, ПВС и связанные с ней силы могут возникать и выше по течению от ТЭ (см. [12]). Такое возбуждение, вызванное ФВС, вероятно, запускает изгибную моду первого порядка.

Статор, расположенный выше по потоку, например, почти радиально выровненные опорные стойки, расположенные перед ротором, способны вызвать взаимодействие следа лопасти, также известное как «ротор-статор», при котором следы статора, расположенные выше по потоку, смещаются вниз по потоку в сторону ротора. вентилятор осевой с лопатками . Следы параллельны относительной скорости (w), поэтому взаимодействие проявляется как почти одновременное, пространственно когерентное аэродинамическое возбуждение по всему размаху лопасти. Следовательно, на лопасти вентилятора действует колеблющаяся сила, нормальная к хорде, что приводит к пространственно согласованному изгибающему моменту, а не кручению.

Кроме того, в [25] в качестве общего подхода следует держать частоту первой изгибной моды лопаток далеко от частот возбуждения. Как только что было упомянуто, элементы, расположенные перед ротором – опорные стойки и входные направляющие аппараты – вызывают роторно-статорное взаимодействие в виде аэродинамического возбуждения к лопаткам несущего винта, происходящее с частотой частоты вращения, умноженной на количество вышерасположенных элементов.
С другой стороны, подобные эффекты возбуждения соответствуют дисбалансу ротора («эффект встряхивания»), проявляющемуся в виде механического возбуждения на частоте вращения вентилятора.

Более того, как показано в [5], колебания силы, нормальной к хорде, из-за PVS, могут привести к отклонению коэффициента подъемной силы порядка ± 10 процентов от среднего временного значения. Как показано в [35], изменяющаяся составляющая подъемной силы вызывает изгибающий момент на лопасти. Когда обширные и когерентные вихри извергаются с одинаковой частотой вдоль доминирующей части размаха лопасти, они представляют собой пространственно когерентные элементарные аэродинамические силы возбуждения, находящиеся в фазе над элементарной лопастью.

Machine Translated by Google

секций и, таким образом, объединены в выраженный общий изгибающий момент. Фазовость элементарных сил возбуждения по размаху лопатки совпадает с фазой деформации лопатки на первом изгибном режиме лопатки, если частота ПВС совпадает с собственной частотой, связанной с первым изгибным режимом.

3.2. Собственная

частота Чтобы построить простую модель взаимодействия лопасти и колеблющейся аэродинамической силы, вызванной PVS, необходимо внести некоторые упрощения. Прежде всего, в качестве профиля лопатки выбрана пластина круглой дуги с относительной кривизной 8% по нескольким причинам:

(a) При умеренных числах Рейнольдса и углах атаки (α) изогнутая пластина обеспечивает достаточно высокий ХЛ, сравнимый с профилем профиля, т.е. РАФ-6Е [43], что позволяет создавать лопасти с относительно высокой удельной производительность, т.е. использование нагрузочной способности секций лопастей. (b) При относительной кривизне 8% подъемная сила к лобовому сопротивлению (LDR) близка к максимальной среди изогнутых пластин с различным относительным изгибом, что позволяет проектировать достаточно высокую эффективность [44].

(c) В соответствии с вышеупомянутыми практическими аспектами, это изогнутая пластина с относительным изгибом 8%, для которой данные измерений с помощью горячей проволоки предоставлены авторами настоящей статьи на PVS при различных скоростях набегающего потока и углах атаки [13] . Согласно иллюстрации, на рисунке 4 показаны значения CL, CD и LDR в зависимости от угла атаки для пластины с выпуклостью 8%.

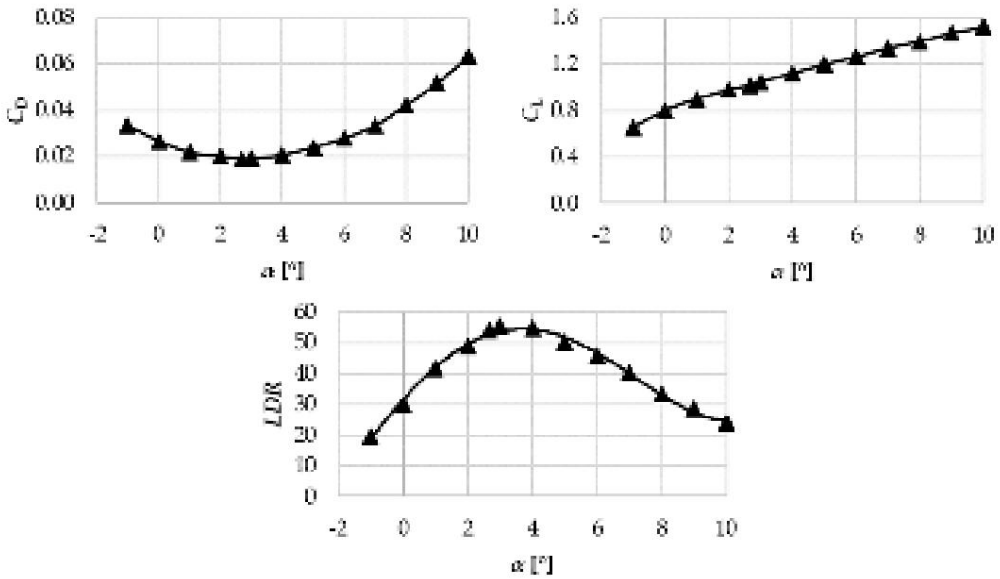


Рисунок 4. Коэффициенты подъемной силы и аэродинамического сопротивления, а также аэродинамическое качество как функция угла атаки для пластины с выпуклостью 8% при Rec = 3 × 105 , измеренные Уоллисом [44].

Во-вторых, предполагается, что лопатка вентилятора состоит из геометрически одинаковых секций лопаток по всему размаху. Это означает, что хорда лопасти c, толщина пластины t и высота линии развала h являются постоянными величинами (рис. 5). Данные измерений, представленные в [44] и показанные на рисунке 4, относятся к относительной толщине (t/c) 2%. Это значение является репрезентативным для производства вентиляторов; поэтому для настоящих исследований t/c зафиксирован на уровне 2%.

Machine Translated by Google

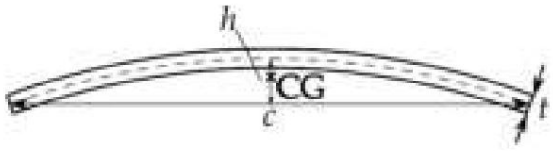


Рисунок 5. Пластина с выпуклостью по круговой дуге (относительный изгиб 8%).

Наконец, как обсуждалось ранее, предполагается, что все степени свободы лопастей при ступица, т. е. у основания лопасти, ограничены. Это разумное приближение; например, если лопатки из листового металла соединяются со ступицей сварным соединением или, в случае с полимером материал, если вся ступица и узел лопаток отлиты под давлением как единое целое. продукт. Приведенные выше упрощения позволяют нам смоделировать лопасть как консольную балку. (или зажатая балка), подвергающаяся свободной вибрации. В соответствии с разделом 3.1 наименьшая Собственная частота, относящаяся к изгибной моде первого порядка, может быть рассчитана следующим образом:

$$\phi_{Б,1} = \frac{0,56}{\text{л}^2} \sqrt{\frac{\text{я}}{\text{А}}} \sqrt{\frac{\text{Э}}{\rho_б}} \quad (10)$$

Последний член в правой части уравнения (10) представляет собой квадратный корень из конкретного модуль E/ρb называется здесь скоростью распространения волны и обозначается как ab. Это на самом деле скорость распространения акустической волны в длинном одномерном фиктивном луче изготовлен из материала лезвия. Полученная схема качания показана на рисунке 6.



Рис. 6. Консольная балка, подверженная свободной вибрации (перпендикулярно хорде лопасти).

3.3. Второй момент площади

Цель настоящего раздела – продемонстрировать, как термин I/A может быть связан с основным геометрическим характеристикам круглодугово-выгнутой пластинчатой лопатки (c, h/c, t/c), создавая прямую связь между первой собственной частотой и геометрической параметры лезвия. Однако в литературе не существует закрытых аналитических связей. для такой цели. Следовательно, необходимо найти альтернативный метод для выражения второго член правой части уравнения (10) с использованием геометрических параметров лопасти, такие как c, h и t. В качестве первого шага, второй момент площадей изогнутой пластины и плоской пластины пластины с одинаковым геометрическим параметром (t, c) сравнивались друг с другом.

Отношение второго момента площади к поперечному сечению, в случае плоского пластина это:

$$(I/A)_{\text{плоская}} = (ct^3/12)/(ct) = t^2/12 \quad (11)$$

Для изогнутой пластины это:

$$(I/A)_{\text{выгнутый}} = K1(I/A)_{\text{плоский}}, \text{ где } K1 = K1(t/c, h/c) \quad (12)$$

где где // Ивыгнутость получена для изогнутого сечения пластины с помощью аналитического интегрирования процесс, известный из базовой механики твердого тела [45]. В качестве справочной информации для читатель, значения K1 представлены на рисунке 7 для репрезентативной относительной толщины и относительные значения развала (h/c). Для подобранных кривых на рисунке 7 K1 был рассчитан для фиксированного t/c. значения для равномерного шага 0,01 h/c во всем диапазоне h/c. В представленной конструкции клинка позже использовали K1 (t/c = 0,02; h/c = 0,08) = 18,07 в соответствии с ранее выбранным геометрические параметры лопатки.

Machine Translated by Google

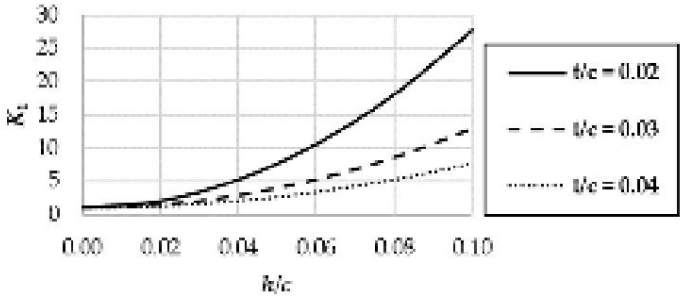


Рисунок 7. Значение K1 как функция относительного развала для различных относительных толщин.

Подставив уравнения (11) и (12) в уравнение (10), первую собственную частоту изгиба можно выразить следующим образом:

$$\phi_{Б,1} = \frac{0{,}56}{л\ 2} \quad \overline{ab\ \text{ab} = l\ 2\ 12} \quad \frac{t\ 2\ 0{,}56\ K1\ Kbt}{} \qquad (13)$$

где Kb = Kb (t/c = 0,02; h/c = 0,08) = 1,23 – коэффициент механики лопатки. Тематические исследования с учетом других значений t/c и h/c можно провести, используя рисунок 7.

4. Ротор, подверженный воздействию PVS: примерный пример Целью

данного раздела является описание примера конструкции, в результате которого ротор предположительно является неблагоприятным с точки зрения шума и вибрации из-за PVS. Хотя можно намеренно создать несколько неблагоприятных вариантов проектирования такого типа, в данной статье мы намерены представить один репрезентативный пример проектирования. Полученный ротор будет называться здесь ротором, на который действует PVS. Такая конструкция призвана послужить основой для реализации конкретного ротора, который, как ожидается, будет демонстрировать замечательные и хорошо обнаруживаемые экспериментально узкополосные характеристики PVS. Таким образом, в будущих экспериментах на роторе, затронутом PVS, по сравнению с другими роторами сравнительной конструкции, необходимо количественно оценить порядки величины вредных эффектов, связанных с PVS. Особенности ротора, подверженного воздействию ПВС, следующие:

(а) Лопатки несущего винта имеют тенденцию проявлять PVS постоянной частоты по размаху и, таким образом, теоретически предполагается, что они создают крупномасштабные, пространственно когерентные вихри на доминирующей части размаха лопаток. Предполагается, что такие когерентные вихри вызывают пространственно коррелированный узкополосный шум, а также механическое возбуждение в доминирующей части пролета на заданной частоте. Поэтому условие постоянной частоты PVS по размаху применяется здесь в пессимистическом аспекте, хотя отмечается, что сигнатура шума PVS наблюдалась в [19] даже тогда, когда PVS была ограничена размахом ~10% вблизи кончика одной лопасти. (б) Предполагается, что последняя вызывает вибрацию лопасти, если частота ПВС совпадает с частотой первой изгибной формы вибрации лопасти.

4.1. Аэродинамика: конструкция лопастей

Уметь спроектировать вентилятор, для которого постоянство частоты ФВС по размаху равно выполнено - таким образом, удовлетворяется уравнение (14), представленное позже - во-первых, типичная безразмерная конструкция $\frac{\delta}{\sigma}$ и геометрические характеристики, типичные для вентиляторов пропеллерного типа, систематически собирались суммировались в таблице 3. Здесь авторы подчеркивают, что для того, чтобы гарантировать справедливость $\Psi_и$ уравнения (9), хорда лопасти вдоль размаха лопасти была равна фиксировано, поэтому c(rb) = константа. Тенденция сохранения постоянной хорды по размаху конструкции лопасти подтверждается литературными примерами [19,20]. Судя по известной диаграмме Кордье [46] для турбомашин благоприятного КПД, осевые вентиляторы имеют удельный диаметр и удельную скорость в примерных диапазонах 1 δ 1,5 и 2 σ 3 соответственно. Эти диапазоны соответствуют общему коэффициенту повышения общего давления и коэффициенту расхода в пределах 0,05 Ψt 0,25 и 0,1 Ф 0,5 соответственно. Таким образом, значения в таблице 3 хорошо вписываются в диаграмму Кордье. Регламент 327/2011/EU5

Machine Translated by Google

требования к эффективности в отношении вентиляторов в ЕС [47], приводимых в движение двигателями с электрическим приводом. входная мощность от 125 Вт до 500 кВт. В соответствии с этим целевая общая эффективность осевой вентилятор 0,5 ηt 0,6 в зависимости от компоновки и потребляемой мощности. Учитывая более экономичная работа, мы движемся к более высокому уровню эффективности; поэтому, выбрано ηt 0,7.

Таблица 3. Геометрические и материальные параметры лопатки ротора с ПВС.

c/Dtip	ν	AR	ψт	Ф	H	ηт	δ	σ
0,133	0,415	2.22	0,143	0,309	5	0,700	1.11	2.39

Первые два параметра, а также N в таблице 3 определяют прочность лопасти от ступицы. давать чаевые. При расчете монолитности (c/c) установлено, что она ниже 0,7 по всей длине. радиус лопасти даже у ступицы, как видно на рисунке 8. Следовательно, согласно в [46] данные измерений изолированных профилей лопаток, такие как данные, представленные на рисунке 4 в случай пластины с выпуклостью 8% — может быть применен в настоящей конструкции устройства, подверженного воздействию PVS. ротор. Помимо аэродинамических данных на рисунке 4, эмпирические данные по ПВС в [5,13] также относятся к изолированным профилям, что соответствует подходу с низкой плотностью, используемому здесь.

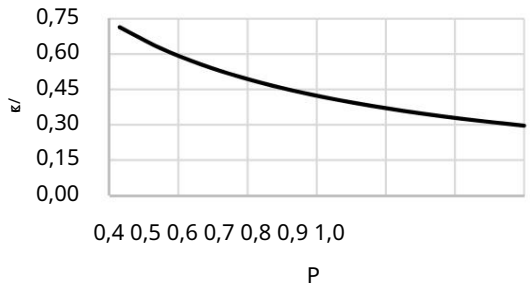


Рис. 8. Прочность лопатки в зависимости от безразмерного радиуса (R = r/rtip).

Далее предпринимаются предварительные проектные работы по получению лопасти несущего винта. демонстрация PVS постоянной частоты по размаху, чтобы выполнить пессимистическое условие, изложенное в конце введения. Частоту PVS можно выразить как

Уравнение (2) выглядит следующим образом:

$$fPVS(rb) = St \frac{U0(рб)}{b(rb)} = \text{константа} \quad (14)$$

Почти постоянное значение St* ПВС 0,19 обнаружено для пластины, изогнутой на 8 %, при различных Числа Рейнольдса и углы атаки в предыдущих измерениях настоящих авторов. кампания [13]. Принимая во внимание неопределенность данных St*, основанных на измерениях, это значение вполне согласуется с литературными данными в уравнении (2). Использовалось St* = 0,19. для расчета, представленного в статье. Чтобы прояснить тенденцию свободного потока вектора скорости показаны на рисунке 9. Судя по рисунку 9, квадрат

Скорость набегающего потока можно записать следующим образом [46]:

$$U0^2(рб) = cx^2(гб) + и(рб) - \frac{cu(rb)}{2}^2 \quad (15)$$

составляющая скорости; u – окружная скорость, cu – где cx – осевая увеличение тангенциальной скорости за счет ротора.

Machine Translated by Google

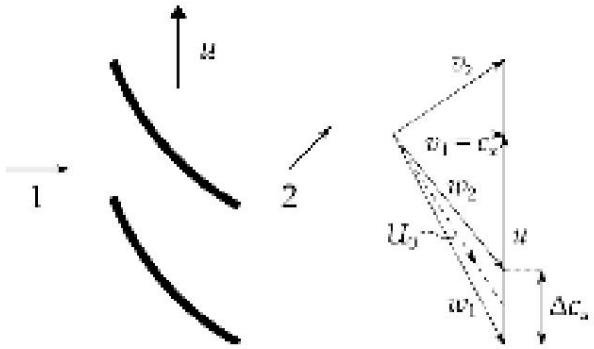


Рисунок 9. Треугольники скоростей.

Из уравнения (15) квадрат безразмерной скорости набегающего потока можно выразить следующим образом:

$$\frac{U0^{2}(\text{рб})}{\text{утип2}} = \varphi^{2}(R) + R^{2} \qquad \frac{(\psi t, is(R))^{2}}{4} \qquad W^{2}(R)) \tag{16}$$

где W – безразмерная скорость набегающего потока; φ = cx(rb)/utip – коэффициент локального расхода; R – безразмерный радиус; ψt ,is — локальный изоэнтропический коэффициент повышения общего давления. В кратком приближении в U0 доминирует окружная скорость u, представляющая вращение твердого тела . Следовательно, U0 имеет тенденцию примерно линейно возрастать с ростом R. В уточненном расчете, представленном ниже, при получении U0 учитываются cx/utip и Δ cu/utip .

Чтобы обеспечить постоянную f PVS по размаху, b(rb) имеет тенденцию увеличиваться по размаху на это означает, что его увеличение соответствует увеличению U0 по размаху.

Согласно [5] расстояние между вихревыми рядами, нормированное по хорде лопатки, составляет:

$$\frac{\text{б(рб)}}{c} = K \frac{\Theta(\text{рб})}{\Theta * c} \tag{17}$$

где K* 1,2 — эмпирический коэффициент [5] , Θ — импульсная толщина следа лопатки . Согласно [17,48] коэффициент сопротивления можно записать как: Θ

$$CD(rb) = \frac{2\Theta(\text{пб})}{\Theta (2c)} \tag{18}$$

Таким образом, b можно выразить следующим образом:

$$b(rb) = c K \frac{CD(rb)}{2} \tag{19}$$

Из уравнения (19) можно заметить, что увеличение b по размаху может быть достигнуто за счет увеличения CD по размаху. На основании рисунка 4 выбрано CD(Rmid) = 0,032, что соответствует α = 6,8 . При проектировании ротора с ПВС использовался следующий диапазон CD(R): 0,0196 < CD < 0,0410. Кроме того, как показано на рисунке 4 , данные CD в проекте Диапазон присваивается данным α , и посредством такого присвоения они также определяют расчетный диапазон для местного коэффициента подъемной силы CL(α). Таким образом, данные о аэродинамическом отношении LDR(α) = CL/CD также получены для всего конструктивного диапазона с учетом данных в Rmid. Таким образом, доступен каждый из CD(Rmid), CL(Rmid) и LDR(Rmid) ; эти величины будут играть важную роль в дальнейшем исследовании ротора, подверженного воздействию PVS, как будет показано ниже.

Итерационный метод

Чтобы обеспечить постоянное значение f PVS по размаху, почти линейное увеличение U0 по размаху в конструкции лопасти сочетается с увеличением CD по размаху. Чтобы спроектировать такой вентилятор, разработан следующий итерационный метод, взяв за основу данные таблицы 3 . Используя уравнение (16) в качестве первоначального предположения, увеличение тангенциальной скорости из-за

Machine Translated by Google

φ
ротор пренебрегают; поэтому W(R) рассчитывается только на основе локального коэффициента течения φ = cx(rb)/utip и безразмерного радиуса, соответствующего вращению твердого тела. В настоящей методологии предполагается однородное состояние осевого входа, cx(rb)/utip = константа. Кроме того, согласно [46] в качестве приближения пренебрегается изменением меридиональной, т. е. осевой, скорости через ротор. Из вышесказанного следует, что в качестве краткого приближения предполагается постоянная осевая скорость по размаху.

На следующем этапе на основе значения W(Rmid)/CD(Rmid) определяются коэффициенты сопротивления по размаху лопасти. Как описано ранее, данные CD(R), α(R) и CL(R) представляют собой Δ , присвоенные друг другу, как показано на рисунке 4. На следующем этапе проектирования Δcu/utip выражается из упрощенного рабочего уравнения. элементарного ротора: 2)(

$$\frac{c}{s(rb)}\left(\frac{}{CL(rb)}\right)\left(\frac{2}{}\right)\left(\frac{cu(rb)}{U0(rb)}\right) \qquad (20)$$

где s = 2rbπ/N — расстояние между лопастями. Зная cu(R)/utip, локальный изоэнтропический коэффициент повышения полного давления ψt,is(R) выражается из уравнения Эйлера турбомашин:

$$\left(\quad pt,is(rb) = \rho au(rb)\right)\left(\quad\right) cu(rb) \qquad (21)$$

здесь Δ pt,is — изоэнтропический прирост полного давления, ρa — плотность воздуха. Это вычисленное значение ψt,is(R) затем подставляется в уравнение (16) для вычисления новой аппроксимации W(R) в следующем итерационном цикле. Быстрая сходимость достигается за два-три итерационных цикла. Результаты считаются сходящимися, если относительная разница ψt,is(R) для последовательных шагов итерации становится менее 2%.

Особенностью итерационного метода является то, что ψt,is(R) и α(R) фактически являются результатами процесса проектирования. Распределение рассчитанных величин по размаху показано на рисунке 10, где γ(R) — угол отклонения, измеренный от окружного направления. Ψ η Усреднение ψt,is(R) по кольцу представляет собой глобальное изоэнтропическое повышение общего давления, полученное как Ψt/ηt с использованием данных таблицы 3.

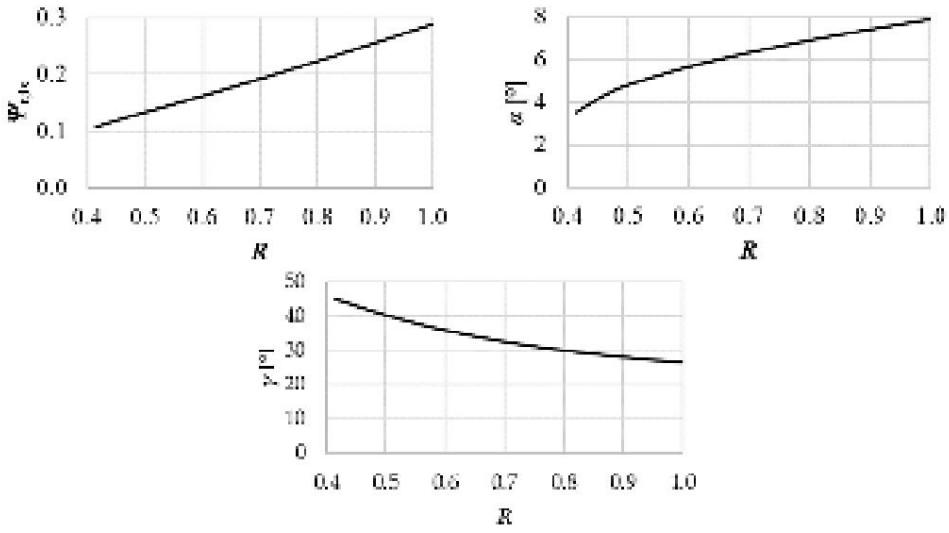


Рис. 10. Расчетные распределения ψt,is(R), α(R) и γ(R) в зависимости от R.

α γ

На рисунке 11 представлена пропорциональная трехмерная модель спроектированного вентилятора с PVS. Ротор имеет реалистичную, стандартную геометрию, типичную для промышленных вентиляторов с осевым потоком пропеллерного типа. Геометрия лопаток соответствует тому, что в целях упрощения изготовления лопатки тихоходных осевых вентиляторов экономичного изготовления могут быть изготовлены из пластины с постоянной по размаху хордой, так как они прокатаны таким образом, чтобы обеспечить постоянный развал по размаху. и происходит умеренное скручивание.

Machine Translated by Google

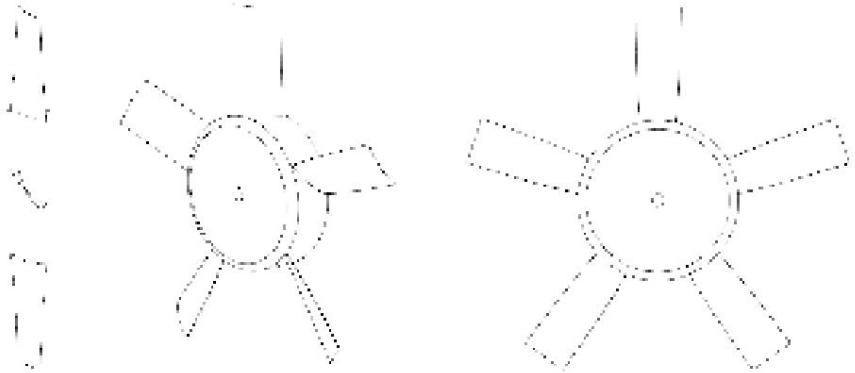


Рисунок 11. Ротор вентилятора, пораженный PVS.

4.2. Механически или акустически неблагоприятные конструктивные случаи

Для установления механически невыгодных расчетных случаев, представляющих собой совпадение частоты ПВС с частотой первой изгибной формы вибрации лопатки, необходимо выразить U0 и b в уравнении (14). Однако b было выражено ранее, как показано в уравнении (17). Поэтому приходится иметь дело только с U0. На основе уравнений (20) и (21) скорость набегающего потока записывается следующим образом:

$$U0(rb) = \frac{2\,(pt,is(rb)\,s(rb)\,2)}{(\rho au(rb)\,c\,CL(rb))} \quad (22)$$

Таким образом, частота ФВС может быть выражена из уравнений (14), (19) и (22):

$$fPVS(rb) = St \cdot \rho a\,c \frac{2 \cdot (pt,is(rb)\,s(rb)\,2)}{CL(rb)\,u(rb)} \frac{2^2}{K \cdot CD(rb)\,c} \quad (23)$$

С использованием s(rb)/u(rb) = (2 rbπ/N)/(2 rbπn) = 1/(nN) и CD = CL/LDR уравнение (23) записывается следующим образом:

$$fPVS(rb) = St \cdot \rho ac \frac{2 \cdot 2\,(pt,is(rb)}{CL(rb)} \frac{2)}{(H\,n)} \frac{2\,LDR(rb)\,1\,1}{K \cdot CL(rb)\,c} \quad (24)$$

где N — количество лопастей, а n — скорость ротора. Правая часть уравнения (24) может быть преобразована в соответствии с уравнением (25) следующим образом: В первом члене группируются глобальные аэродинамические характеристики. Второй член представляет рабочее состояние ротора. В третьем семестре собираются основные параметры геометрии лопасти . Четвертое слагаемое представляет собой параметры аэродинамики элементарной части лопатки. Наконец, последний член включает в себя эмпирические данные и коэффициенты.

$$fPVS(rb) = \frac{pt,is(rb)\,1\,1\,4}{\rho a} \frac{}{H\,c2^2} \frac{LDR(rb)}{C_l(rb)} \frac{1\,1}{K} \frac{4\,St^*}{} \quad (25)$$

Для получения обобщенных выводов и тенденций необходимо вводить безразмерные величины и группы. Следует подчеркнуть, что частота ФВС постоянна по размаху лопаток благодаря представленному способу проектирования вентилятора. Поэтому любую характеристику, взятую на произвольном радиусе rb, можно заменить такой же характеристикой, взятой на Rmid. При этом в качестве краткого приближения предполагается ηt(rb) = ηt(Rmid) константа. Что касается вышеизложенного, первый член в правой части уравнения (25) может быть выра

$$\frac{pt,is(rb)}{\rho a} = \frac{(pt,is(Rmid))}{\rho a} = \frac{pt(Rmid)}{(\rho a\,\eta t(Rmid))} = \frac{\Psi t(Rmid)}{2} \quad (26)$$

Machine Translated by Google

где utip = Dtipπn — окружная скорость наконечника. Второе и третье условия написано следующим образом:

$$\frac{1}{н}\frac{1}{в\,2H} = \frac{1}{н}\frac{1}{Dtipπ}\,Dtipπ\frac{1}{с\,2N} = \frac{1}{шаг}\frac{1}{2\,с} \quad (27)$$

Таким образом, уравнение (25):

$$fPVS(Rмид) = \frac{Ψt(Rмид)}{ηт}\frac{^{2}}{тыс^{2}тип\ совет}\frac{1}{утип}\frac{1}{2\,с}\frac{ЛДР(Рмид)}{С^{2}_{л\ (Рмид)}}\frac{4Ст^{*}}{K} = \frac{Ψt(Рмид)}{ηt(Rmid)}\frac{utipstip}{2\,с}\frac{LDR(Rmid)}{С^{2}_{л\ (Рмид)}}\frac{2\,Ст^{*}}{K} \quad (28)$$

Как отмечалось ранее, механически неблагоприятным расчетным случаем считается случай, когда постоянная по размаху частота ПВС совпадает с первой собственной частотой изгиба лопасти вентилятора, что создает повышенный риск возникновения резонанса лопасти:

$$fPVS = const = fB,1 \quad (29)$$

Если уравнения (28) и (13) подставить в правую и левую часть уравнения (29) соответственно, получится следующее уравнение:

$$\frac{Ψt(Рмид)}{ηt(Rmid)}\frac{stip}{2\,с}\frac{LDR(Rmid)\,utip}{С^{2}_{л\ (Рмид)}}\frac{2\,Ст^{*}}{K} = \frac{0,56}{л\ 2}Кбт\ аб \quad (30)$$

После перестановки уравнение (30) можно записать в безразмерном виде:

$$\frac{утип}{аб} = \frac{ηt(Rмид)}{Ψt(Rмид)}\frac{т}{с}\frac{с}{}\frac{1\ 0,56\ Кб\ ЛДР(Рмид)\ LDR(Rmid)\ с^{2}}{наконечником}\frac{}{2Ст^{*}} \quad (31)$$

Уравнение (31) предоставляет средства для расчета критического отношения скоростей utip/ab , при котором PVS приводит к резонансу лопастей, если безразмерные характеристики — действительные для всего исследуемого семейства роторов, на которые влияет PVS — подставляются в правую часть уравнение. Зная материал лопатки, можно получить ab (см. уравнение (10) и параграф ниже) и, таким образом, можно вычислить критическое значение utip . Следовательно, пары данных критического диаметра ротора X скорости ротора могут быть обнаружены для всего семейства роторов, состоящего из роторов различных диаметров и скоростей.

Если диаметр ротора и номинальная скорость ротора фиксированы для дальнейшего определения конкретного примера, результирующее номинальное значение максимального выброса можно сравнить с вышеупомянутым критическим значением. Таким образом, можно оценить, может ли возникнуть риск возникновения резонанса лопаток путем изменения скорости ротора, например, с помощью преобразователя частоты. Кроме того, если диаметр ротора и скорость ротора фиксированы, все размерные величины можно рассчитать, зная безразмерные данные из таблицы 3 , а также из правой части уравнения (25). Это делает возможным расчет f PVS по уравнению (25) для акустической оценки. С помощью таких средств можно идентифицировать и критически оценить третьоктавную полосу, включающую PVS . Для этого необходимо рассмотреть граф A-взвешивания [49] . Плато графика A-взвешивания представляет собой наиболее чувствительную часть человеческого слуха. Удержание ФВС от этого плато в конструкции лопастей путем выбора соответствующих эксплуатационных и геометрических характеристик дает возможность смягчить воздействие шума вентилятора на человека. Если такой проектный замысел не может быть реализован для модификации f PVS, явление PVS само по себе должно быть подавлено, что приводит к необходимости внесения изменений в компоновку лопастей, например, срабатывания пограничного слоя. Однако к таким модификациям следует относиться с критикой, так как, например, срабатывание пограничного слоя может ухудшить работу вентилятора [3]. Такие нежелательные эффекты оправдывают нынешнее намерение авторов принять существование PVS, но «ошибочно настроить» его в сторону некритических частот с помощью простых средств предварительного проектирования в ка Такая неправильная настройка, полезная как с точки зрения вибрации, так и с точки зрения шума, должна быть выполнена в предварительной конструкции лопасти путем отрицания, то есть избегания, наихудших сценариев проектирования и эксплуатации, представленных роторами, подверженными воздействию PVS. По этой причине разработка рекомендаций для наихудших сценариев проектирования имеет практическое значение.

Machine Translated by Google

5. Пример расчета спроектированного ротора.

Во-первых, на основе уравнения (31) и данных таблицы 3, поскольку оно специфично для стран, затронутых PVS. ротора, разработанного здесь, критические законцовки скорости рассчитываются для различных материалов лопастей, что означает разные значения ab с точки зрения процесса расчета. Расчетные значения суммированы в таблице 4.

Таблица 4. Критические скорости вращения ротора.

		Сталь	Алюминий	Поликарбонат
аб	[м/с]	5000	5100	1350
утип, крит	[м/с]	1,80	1,83	0,49

Представленная здесь методология предоставляет средства для простой проверки того, PVS вообще может представлять опасность с точки зрения резонанса лопастей. Судя по таблице 4, это можно сделать вывод, что в данном тематическом исследовании критическая скорость кончика достаточно мала, чтобы сделать эти случаи несущественными для резонанса лопаток с точки зрения изгиба первого порядка режим (рисунок 6). А именно, только непрактично малые диаметры ротора D и/или скорости ротора n приведет к совпадению значений f PVS и f B,1 [уравнение (10)] для представленных тематическое исследование. Кроме того, чем ниже скорость наконечника, тем меньше сила колебаний, вызывающая вибрация. Однако риск вибрации лопастей нельзя исключить и для других расчетных случаев. характеризуются модифицированными данными табл. 3 , а для других — т. е. изгиба более высокого порядка, как а также крутильные – виды колебаний. Поэтому важной будущей задачей — в рамках текущий исследовательский проект — заключается в систематическом изучении рискованных случаев (оперативных, геометрических, и характеристики материала) с точки зрения резонанса. Представленная методология здесь могут быть вообще применены для таких систематических исследований.

Напоминаем читателю, что здесь пренебрегается механическим эффектом закручивания лопасти. ср. Раздел 2. С учетом крутки лопасти первая собственная частота изгиба будет быть меньше, тем самым еще больше уменьшая непрактично низкую критическую скорость наконечника.

Во второй части примера расчета диаметр и скорость ротора равны фиксируется следующим образом: Dtip = 0,900 м, n = 1450 1/мин. Такие значения актуальны в промышленной сфере. вентиляция. В результате получается utip = 68,3 м/с. Учитывая данные таблицы 4 , а также ранее исправлены дополнительные параметры, дополнительные величины, необходимые для расчета частоты PVS, согласно уравнению (28). Представлены значения расчетных величин. в таблице 5.

Таблица 5. Частота ПВС для пятилопастного осевого вентилятора n = 1450 об/мин.

Дтип	с	CL (Rmid) LDR (Rmid)		затыкать	фПВС
0,900 м	0,120 м	1.30	43,5	0,565	4520 Гц

Рассчитанная частота ФВС попадает в третьоктавную полосу средней частоты 5 кГц. Таким образом, он аппроксимирует плато графика A-взвешивания. Поэтому, связанный с этим шум может вызвать повышенное раздражение у человека-наблюдателя. Однако, изменив конструктивные параметры, осевой вентилятор можно перепроектировать, чтобы сохранить частоту PVS. от плато графика A-взвешивания, основанного на представленных вычислениях. Систематическое исследование выгодных модификаций параметров, при этом находя разумные компромиссы с другими перспективами проектирования также являются задачей будущего.

На основании таблицы 2 для первой собственной частоты изгиба проектируемой лопатки рассчитывается следующее значение: f B,1 = 116 Гц. Для полноты картины следующее необходимо провести обязательное инженерное обследование. С одной стороны, надо проверить. находится ли вычисленная собственная частота достаточно далеко от номинальной частоты вращения . Скорость вращения n = 1450 об/мин, что соответствует 24 Гц, составляет, таким образом, 20% от первая собственная частота изгиба, что является удовлетворительным.

С другой стороны, как упоминалось в разделе 3.1, элементы, расположенные перед ротором, может привести к взаимодействию ротор-статор, происходящему на частоте вращения n

Machine Translated by Google

умножается на количество вышестоящих элементов. Поэтому необходимо выяснить, для какого числа вышестоящих элементов (например, опорной стойки, входного направляющего аппарата) расчетная собственная частота будет совпадать с частотой возбуждения взаимодействия ротор-статор. Поскольку f B,1 5 × 24 Гц = 120 Гц, критическое число элементов равно пяти, чего следует всеми силами избегать. Например, при необходимости это условие можно выполнить, используя три опорные стойки вентилятора перед ротором.

6. Выводы и будущие замечания

На основе полуэмпирической модели, описанной в литературе, пессимистическое расчетное условие постоянной частоты PVS по размаху определяется с помощью аэродинамического подхода. Для выполнения этого условия был разработан итеративный метод проектирования вентилятора, в результате которого был рассмотрен пример проектирования ротора, подверженного воздействию ПВС. Частота ПВС рассчитывалась с учетом общих эксплуатационных и геометрических характеристик осевого вентилятора. Представлен расчетный процесс определения собственной частоты, связанной с первой изгибной формой колебаний пластинчатой лопатки с дугообразной дугой. Объединив эти два подхода, можно уже на этапе предварительного проектирования сформулировать руководящие принципы для следующих целей. (а)

Критическая скорость вершины, которая может вызвать резонанс, может быть оценена для различных материалов лопаток в соответствии с

уравнением (31). (б) На основании (а) можно рассчитать критическую скорость ротора n для осевых вентиляторов известного диаметра. Таким образом, можно оценить, может ли возникнуть риск возникновения резонанса лопастей при изменении скорости ротора.

(c) Ожидаемую частоту PVS можно определить, зная скорость ротора вентилятора . Следовательно, неблагоприятное акустическое воздействие ПВС можно спрогнозировать на основе графика A-взвешивания.

В качестве будущей цели, противодействуя пессимистическим сценариям проектирования, необходимо предпринять усилия по перепроектированию для смягчения/избежания резонанса лопастей и/или шумового раздражения. Такие усилия включают в себя действия против постоянства частоты ФВС на протяжении всего пролета. Сценарии систематической модернизации, а также сравнительные эксперименты, включающие также пессимистические случаи ротора, подверженного воздействию PVS, будут реализованы в будущем для проверки методологии, представленной здесь. Аспекты проектирования, связанные с PVS, должны быть исследованы в будущем посредством исследований 2D-т.е. прямолинейных моделей лопастей, а также действительно 3D-геометрий лопастей несущего винта (что неизбежно для полного учета реалистичных эффектов потока ротора) с помощью согласованных средств вычислительных вычислений. гидродинамика (CFD), аналитическая механика, механические расчеты методом конечных элементов и экспериментирование. Такие исследования также будут служить изучению последствий допущений и упрощений, сделанных в представленном здесь методе.

Вклад автора: концептуализация GD и JV, методология, исследование и написание. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Эта работа была поддержана Венгерским национальным центром исследований, разработок и инноваций (NRDI) по контракту № NKFI K 129023. Исследование, представленное в этой статье и выполненное в BME, было поддержано Фондом NRDI (TKP2021, проект № BME-NVA-02, TKP2021-EGA и TKP2020 NC, грант № BME-NCS) на основании устава поддержки, выданного офисом NRDI под эгидой Министерства инноваций и технологий Венгрии. Вклад Габора ДАКУ был поддержан Фондом талантов Гедеон Рихтер (зарегистрированный офис: 1103 Будапешт, Дьёмрёй ут 19-21), учрежденным Gedeon Richter Plc. в рамках «Стипендии доктора философии Гедеон Рихтер».

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы благодарны Тамашу КАЛЬМАРУ-НАГИ за помощь в анализе механики лезвия.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

Латинские буквы

A Сечение [м2]

ab Скорость распространения волны = (E/ρb) 1/2 [PC]

AR Соотношение сторон = l/c [-]

б Поперечное расстояние. между вихревыми рядами [м]

c/s Прочность лезвия [-]

D Диаметр ротора [м]

dTE Толщина задней кромки [м]

E Модуль Юнга [Па]

Характеристическая функция

Ф Доминирующая частота [Гц]

фг Боковое смещение [м]

Г Модуль сдвига [Па]

Максимальная высота линии развала [м]

хх/ Относительный развал [-]

чи Номер заказа, например, 1, 2, 3 и т. д.

я Второй момент площади [м4]

IP Полярный момент площади [м4]

Это Постоянная кручения [м4]

K* Эмпирический коэффициент 1,2 [-]

K1 Предварительная расчетная константа [-]

Kb Коэффициент механики лезвия [-]

Kt Механическая постоянная [-]

KB,i Константа режима изгиба [-]

c Длина хорды отвала [м]

cx Осевая составляющая скорости [м/с]

Коэффициент сопротивления CD [-]

CL Коэффициент подъема [-]

l Размах отвала [м]

LDR аэродинамическое качество = CL/CD [-]

N Количество лезвий [-]

н Скорость ротора [1/с]

P Безразмерный радиус = r/rtip [-]

р Радиальная координата [м]

запись Число Рейнольдса = c U0 /va [-]

с Расстояние между лезвиями = 2rπ/H [м]

ул. число Струхаля [-]

Ст* Универсальное число Струхаля [-]

т Толщина профиля [м]

т/ц Относительная толщина [-]

ты Окружная скорость ротора [м/с]

U0 Скорость набегающего потока = (w1 + w2)/2 [м/с]

U Длина периметра средней стены [м]

ш Относительная составляющая скорости [м/с]

W Безразмерная скорость набегающего потока [-]

в Абсолютная составляющая скорости [м/с]

x, y, z декартовы координаты [м]

Machine Translated by Google

Греческие буквы

α	Угол атаки [ ]
βi l	Константа вибрации (2i 1)π/2
γ	Угол смещения [ ]
δ	Удельный диаметр [-]
ζ	Угол поворота [рад]
cu	Увеличение тангенциальной скорости [м/с]
pt,is	Изэнтропическое повышение полного давления [Па]
η	Эффективность [-]
Θ	Толщина следа лопасти по импульсу [м]
ν	Соотношение ступицы и наконечника [-]
νa	Кинематическая вязкость воздуха [м2/с]
νP	Коэффициент Пуассона [-]
ρ	Плотность [кг/м3]
σ	Удельная скорость [-]
τ	Время [с]
	Коэффициент местного расхода [-]
φ Ф	Общий коэффициент расхода [-]
ψ	Коэффициент повышения местного давления [-]
Ψ	Коэффициент повышения глобального давления [-]

Нижние и верхние индексы

1	вход ротора
2	Выход ротора
а	Воздух
б	Лезвие
Б	Гибка
крит	Критический
я	Номер заказа, т.е. 1, 2, 3.
является	изэнтропическим
среднее	положение
н	Номер заказа, т.е. 1, 2, 3.
PVS	Профиль вихреобразования
т	Общий
Т	Торсионный
TE	Задняя кромка
наконечник	наконечник лезвия

Сокращения

2D	двумерный
3D	Трехмерное
Б	Режим гибки
ЦТ	Центр тяжести
CFD	Вычислительная гидродинамика
PVS	Профиль вихреобразования
Т	Торсионный режим
TE	Задняя кромка
VS	Вихревое излияние
МКЭ	Метод конечных элементов

Machine Translated by Google

Приложение А

Таблица А1. Третьоктавная полоса.

Номер группы	Нижний предел диапазона (Гц)	Центральная частота (Гц)	Верхний предел диапазона (Гц)
1	11.2	12,5	14.1
2	14.1	16	17,8
3	17,8	20	22,4
4	22,4	25	28,2
5	28,2	31,5	35,5
6	35,5	40	44,7
7	44,7	50	56,2
8	56,2	63	70,8
9	70,8	80	89,1
10	89,1	100	112
11	112	125	141
12	141	160	178
13	178	200	224
14	224	250	282
15	282	315	355
16	355	400	447
17	447	500	562
18	562	630	708
19	708	800	891
20	891	1000	1122
21	1122	1250	1413
22	1413	1600	1778 г.
23	1778	2000	2239
24	2239	2500	2818
25	2818	3150	3548
26	3548	4000	4467
27	4467	5000	5623
28	5623	6300	7079
29	7079	8000	8913
30	8913	10 000	11 220
31	11 220	12 500	14 130
32	14 130	16 000	17 780
33	17 780	20 000	22 390

Ссылки

1. Брукс, Т.Ф.; Поуп, Д.С.; Марколини, Массачусетс Самошум профиля и прогнозирование; НАСА Реф. Публикация: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1989 г.; Том 1218. Доступно в Интернете: https://ntrs.nasa.gov/citations/19890016302. (по состоянию на 27 сентября 2021 г.).
2. Яхина, Г.; Роджер, М.; Моро, С.; Нгуен, Л.; Голубев В. Экспериментально-аналитическое исследование тонального заднего фронта Шум, излучаемый аэродинамическими крыльями с низким числом Рейнольдса. Акустика 2020, 2, 293–329. [Перекрестная ссылка]
3. Лоусон, М.; Фиддес, С.; Нэш, Э. Аэроакустическая неустойчивость ламинарного пограничного слоя. В материалах 32-й аэрокосмической конференции. Научная встреча и выставка, Рино, Невада, США, 10–13 января 1994 г.; п. 10. [Перекрестная ссылка]
4. Балла, Э.; Вад, Дж. Полуэмпирическая модель для прогнозирования частоты образования вихрей в профиле, относящаяся к низкоскоростным осевым секции лопаток вентилятора. В материалах 13-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин. (ETC13), Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г.; п. 12. [Перекрестная ссылка]
5. Балла, Э. Аэродинамическое и аэроакустическое поведение секций осевых лопаток вентилятора при малых числах Рейнольдса. доктор философии Диссертация, Кафедра механики жидкости, факультет машиностроения, Будапештский университет технологии и экономики, Будапешт, Венгрия, 2020 г. Доступно онлайн: http://hdl.handle.net/10890/13530. (по состоянию на 27 сентября 2021 г.).
6. Там, К.В. Дискретные тона изолированных профилей. Дж. Акуст. Соц. Являюсь. 1974, 55, 1173–1177. [Перекрестная ссылка]
7. Райт С. Акустический спектр машин с осевым потоком. Дж. Звук Виб. 1976, 45, 165–223. [Перекрестная ссылка]
8. Нэш, ЕС; Лоусон, М.В.; Макэлпайн, А. Шум нестабильности пограничного слоя на крыльях. Дж. Гидромеханика. 1999, 382, 27–61. [Перекрестная ссылка]
9. Аусони, П.; Фархат, М.; Бузиад, Ю.; Куэни, Ж.-Л.; Авеллан, Ф. Карман, выбрасывающий вихрь после 2D крыла на подводных крыльях: измерение и численное моделирование. В материалах международного собрания IAHR по кавитационным и динамическим проблемам. на выставке «Гидравлические машины и системы», Барселона, Испания, 28–30 июня 2006 г.; п. 14. Доступно онлайн: https://infoscience.epfl.ch/.запись/88122 (по состоянию на 27 сентября 2021 г.).

Machine Translated by Google

10. Роджер, М.; Моро, С. Расширения и ограничения аналитических моделей широкополосного шума профиля. Межд. Дж. Аэроакуст. 2010, 9, 273–305. [Перекрестная ссылка]
11. Ярусевич С.; Салливан, ЧП; Кавалл, Дж. Г. О сходе вихрей с профиля в потоках с низким числом Рейнольдса. Дж. Гидромеханика. 2009, 632, 245–271. [Перекрестная ссылка]
12. Ярусевич С.; Бутилье, MSH Вихревой выброс профиля крыла при низких числах Рейнольдса. Журнал AIAA 2011, 49, 2221–2227. [Перекрестная ссылка]
13. Даку, Г.; Вад, Дж. Предварительные рекомендации по проектированию, основанные на экспериментах, для учета выброса профильных вихрей из низкоскоростных осевых лопастей вентилятора. Я. Турбомах. 2021, 143, 061014. [CrossRef]
14. Ли, К.; Чанг, М.; Ким, Ю.-Х. Модель прогнозирования вихревого шума, возникающего в следе за крылом или вентилятором с осевым потоком Лезвия. Дж. Звук Виб. 1993, 164, 327–336. [Перекрестная ссылка]
15. Сасаки С.; Кодама, Ю.; Хаяши, Х.; Хатакеяма, М. Влияние вихревой улицы Кармана на генерируемый широкополосный шум от многолопастного вентилятора. Дж. Терм. наук. 2005, 14, 198–205. [Перекрестная ссылка]
16. Доу, Х.; Ли, З.; Лин, П.; Вэй, Ю.; Чен, Ю.; Цао, В.; Хе, Х. Улучшенная модель прогнозирования вихревого шума от лопастей фанаты. Дж. Терм. наук. 2016, 25, 526–531. [Перекрестная ссылка]
17. Патерсон, RW; Фогт, П.Г.; Финк, MR; Мунк К.Л. Вихревой шум изолированных профилей. Дж. Эйркр. 1973, 10, 296–302. [Перекрестная ссылка]
18. Арби, Х.; Батай, Ж. Шум, создаваемый профилями крыла, помещенными в однородный ламинарный поток. Дж. Гидромеханика. 1983, 134, 33–47. [Перекрестная ссылка]
19. Лонгхаус, Р. Вихревой шум осевых вентиляторов с низкой скоростью вращения наконечника. Дж. Звук Виб. 1977, 53, 25–46. [Перекрестная ссылка]
20. Гроше, Ф.-Р.; Стьюитт, Х. Исследование механизмов источников шума ротора с помощью моделирования скорости движения. AIAA J. 1978, 16, 1255–1261. [Перекрестная ссылка]
21. Харрис, СМ Словарь архитектуры и строительства, 4-е изд.; McGraw-Hill Education: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2006 г.
22. Кастеньяро, С.; Маси, М.; Лаццаретто, А. Предварительная экспериментальная оценка характеристик трубчато-осевых вентиляторов, спроектированных с различными критериями вихря. В материалах Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.; Европейское общество турбомашиностроения: Лозанна, Швейцария, 2017 г.; п. 13.
23. Маси, М.; Лаццаретто, А. Новый практический подход к проектированию промышленных осевых вентиляторов: трубчато-осевые вентиляторы с очень низким Соотношение ступицы и наконечника. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2019, 141, 101003. [CrossRef]
24. Карнеги В. Вибрации предварительно скрученной консольной лопатки. Учеб. Инст. Мех. англ. 1959, 173, 343–374. [Перекрестная ссылка]
25. Грубер Дж.; Блахо, М.; Херцог, П.; Куруц, И.; Преслер, Л.; Вайна, З.; Сентмартони, Т. Фанс (Ventilátorok, на венгерском языке), 2-е изд.; Мюшаки Кенивкиадо: Будапешт, Венгрия, 1968.
26. Боль, В. Стрёмунгсмашинен 2; Берехнунг и строительство; Кампрат-Райхе: Фогель Бухверлаг, Германия, 1991.
27. Банерджи, Дж.; Уильямс, Ф. Связанная матрица динамической жесткости на изгиб и кручение для балочных элементов Тимошенко. Вычислить. Структура. 1992, 42, 301–310. [Перекрестная ссылка]
28. Синха С.К. Комбинированная крутильно-изгибно-осевая динамика закрученной вращающейся консольной балки Тимошенко с контактно-ударным воздействием. Грузы в свободном конце. Дж. Прил. Мех. 2006, 74, 505–522. [Перекрестная ссылка]
29. Синха, СК; Тернер, К.Э. Собственные частоты предварительно закрученной лопасти в поле центробежных сил. Дж. Звук Виб. 2011, 330, 2655–2681. [Перекрестная ссылка]
30. Сан, К.; Ма, Х.; Чжу, Ю.; Хан, К.; Вэнь, Б. Сравнение вибрационных реакций, вызванных трением, с использованием скрученных проводов различной толщины. Оболочечные и цельноэлементные модели лопаток. Мех. Сист. Сигнальный процесс. 2018, 108, 1–20. [Перекрестная ссылка]
31. Рао С.С. Вибрация непрерывных систем; John Wiley & Sons: Хобокен, Нью-Джерси, США, 2007 г.
32. Горман, DJ Анализ свободной вибрации балок и валов; Джон Уайли: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1975 г.
33. Бишоп Р.; Цена, Вт. Совмещенный изгиб и скручивание балки Тимошенко. Дж. Звук Виб. 1977, 50, 469–477. [Перекрестная ссылка]
34. Берчин, А.; Танака М. Связанные изгибно-крутильные колебания балок Тимошенко. Дж. Звук Виб. 1997, 207, 47–59. [Перекрестная ссылка]
35. Дейли, Б.Б. Вудс. Практическое руководство по разработке вентиляторов; Шестое впечатление; Woods of Colchester Ltd.: Колчестер, Великобритания, 1992 г.
36. Роарк, Р.Дж.; Янг, WC; Будинас, Формулы Р. Г. Рорка для стресса и напряжения; МакГроу-Хилл: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2002 г.
37. Блевинс, Р.Д. Формулы для собственной частоты и формы моды; Компания Ван Ностранд Рейнхольд: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1979 г.
38. Бореси, А.П.; Шмидт, Р. Дж. Передовая механика материалов, 6-е изд.; Джон Уайли и сыновья: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2003 г.
39. Германн, ТМ; Мамартхупатти, Д.; Локк, Дж. Э. Анализ после выпучивания опорной конструкции лопастей ветряной турбины. Дж. Сол. Энергия англ. 2005, 127, 544–552. [Перекрестная ссылка]
40. Мао, Р.Х.; Мегид, ЮАР; Нг, Т.Ю. Конечно-элементное моделирование удара птицы о лопасть вентилятора двигателя. Дж. Эйркр. 2007, 44, 583–596. [Перекрестная ссылка]
41. Сюй, М.-К.; Аккерман И.; Базилевс, Ю. Конечно-элементное моделирование аэродинамики ветряных турбин: валидационное исследование с использованием NREL Эксперимент VI фазы. Ветер. Энергия 2013, 17, 461–481. [Перекрестная ссылка]
42. Лойя, Дж.; Рубио, ML; Фернандес-Саес, Дж. Собственные частоты изгибных колебаний балок Тимошенко с трещинами. Дж. Звук Виб. 2006, 290, 640–653. [Перекрестная ссылка]
43. Балла, Э.; Вад Дж. Измерения подъемной и лобовой силы на базовых моделях секций лопастей тихоходных осевых вентиляторов. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. Power Energy 2018, 233, 165–175. [Перекрестная ссылка]
44. Уоллис, Р.А. Осевые вентиляторы; George Newnes Ltd.: Лондон, Великобритания, 1961 г.
45. Пиво, ФП; Джонстон, ER; Мазурек Д.Ф. Векторная механика для инженеров: Статика, 11-е изд.; МакГроу-Хилл: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2016 г.; стр. 485–572.
46. Каролус, Т. Вентиляторен; Б. Г. Тойбнер Верлаг: Висбаден, Германия, 2003 г.

Machine Translated by Google

47. Регламент Европейской Комиссии (ЕС). № 327/2011 от 30 марта 2011 г., реализующий Директиву 2009/125/ЕС Европейского парламента и Совета Европейского Союза в отношении требований экодизайна для вентиляторов с приводом от двигателей с потребляемой электрической мощностью от 125 Вт до 500 Вт. кВт. Выключенный. Дж. Эур. Союз 2011, 54, 8–21.

48. Фати, А.; Рашед, М.; Ламсдейн, Э. Теоретическое исследование ламинарных следов за аэродинамическими профилями и возникающая в результате картина шума. Дж. Звук Виб. 1977, 50, 133–144. [Перекрестная ссылка]

49. Нортон, член парламента; Карчуб, Д.Г. Основы анализа шума и вибрации для инженеров, 2-е издание. Контроль шума. англ. Дж. 2007, 55, 275. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Проектирование и параметрический анализ сверхзвуковой турбины для Применение вращающихся детонационных двигателей

Нораиз Муштак, Габриэле Колелья и Паоло Гаэтани *

Лаборатория жидкостных машин (LFM), Департамент энергетики, Миланский политехнический университет, Via Lambruschini 4, 20156 Милан, Италия; noraiz.mushtaq@polimi.it (Нью-Мексико); gabriele.colella@mail.polimi.it (GC)
* Переписка: paolo.gaetani@polimi.it

Аннотация: Сжигание с усилением давления является многообещающей альтернативой традиционным газотурбинным технологиям, и в этом классе наибольший потенциал имеет вращающийся детонационный двигатель. Цикл Фикетта -Джейкобса теоретически может повысить эффективность на 15% для средних степеней давления, но камера сгорания обеспечивает сильно неоднородный поток; в этих условиях турбины традиционной конструкции с КПД ниже 30% непригодны. В этой статье был разработан оригинальный средний код для выполнения усовершенствованного предварительного проектирования сверхзвуковой турбины; возможность самозапуска сверхзвукового канала подтверждена теорией Кантровича и Дональдсона; расчет сверхзвукового профиля выполнен методом характеристик; точная оценка аэродинамических потерь была достигнута путем рассмотрения ударных волн, профиля и потерь на смешивание. После этого был разработан автоматизированный процесс оптимизации на основе вычислительной гидродинамики (CFD), чтобы найти оптимальные условия загрузки, которые минимизируют потери, обеспечивая при этом достаточно равномерный поток на выходе. Наконец, был проведен новый параметрический анализ, учитывающий влияние угла впуска, числа Маха, степени реакции, окружной скорости и соотношения высот лопаток на производительность ступени турбины. Этот анализ впервые, насколько известно авторам, показал, что этот тип машин может достигать эффективности более 7

Ключевые слова: вращающийся детонационный двигатель (РДЭ); сверхзвуковые турбины; метод характеристик (MOC); модели прогнозирования ударных волн; оптимизация; параметрический анализ

Цитирование: Муштак, Н.; Колелла, Г.; Гаэтани, П. Проектирование и параметрический анализ сверхзвуковой турбины для вращающихся детонационных двигателей. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 1. https://doi.org/10.3390/ijtpp7010001 .

Поступила: 12 августа 2021 г.
Принято: 29 декабря 2021 г.
Опубликовано: 4 января 2022 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2022 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Такие факторы, как опасения по поводу изменения климата, более устойчивая мобильность и цель, поставленная перед авиационным сектором в отношении выбросов загрязняющих веществ, вызвали стимул к созданию еще более эффективных двигателей. Учитывая большую гибкость и быстроту реагирования газовых турбин, они еще долгое время будут оставаться основным элементом авиационных двигателей, особенно для средне- и дальнемагистральных перевозок. Их применение также выиграет от постепенного перехода к неископаемому топливу, такому как устойчивое авиационное топливо или водород [1]. Помимо эффективности основной части двигателя, вес также является важной задачей, которую будут решать будущие технологии: ожидается, что предпочтение будет отдано компактным двигателям с высокой удельной работой. Они отвечают потребностям и потенциалу энергетического сектора, где газовые турбины будут играть важную роль в балансировании прерывистого снабжения нерегулярными возобновляемыми источниками энергии, такими как энергия ветра и солнца, обеспечивая важную предпосылку для успеха технологий возобновляемых источников энергии в мире. общий энергетический баланс. В связи с этим можно ускорить внедрение технологий сжигания с нулевым выбросом углерода, которые, как ожидается, в ближайшее время станут еще более распространенными благодаря использованию безуглеродного топлива, такого как водород и аммиак [2] . Поэтому необходимо инвестировать в обновление газотурбинных технологий, которые смогут удовлетворить глобальную потребность в повышении эффективности и снижении воздействия на окружающую среду как в транспортном секторе, так и в секторах преобразования энергии.

Среди возможных инновационных технологий газовых турбин, сжигание с усилением давления (PGC) имеет наибольший потенциал с точки зрения общего улучшения производительности и практического применения.

Machine Translated by Google

принятие. Эта технология использует изменение термодинамического цикла для достижения значительного повышения эффективности при той же температуре на входе в турбину. Фактически, в циклах сгорания с увеличением давления используются более термодинамически эффективные процессы выделения тепла при постоянном объеме или на основе детонации (последний хорошо аппроксимируется циклом Фикетта – Джейкобса): максимальное давление в этих циклах повышается в процессе сгорания с дальнейшим увеличением в работе сжатия. Таким образом, потенциально может быть достигнуто более 15% термодинамического КПД по отношению к циклу Джоуля-Брайтона, работающему при той же максимальной температуре [3,4].

Этот потенциальный выигрыш оправдывает быстро растущий интерес к PGC, особенно из-за его легкой адаптации к сжиганию водорода и возможности реализовать эффективные сверхкомпактные двигатели: среди различных технологий наиболее перспективными являются так называемые вращающиеся детонационные двигатели. В газовой турбине такого типа детонационная волна распространяется по периметру кольцевой камеры сгорания, обеспечивая повышение давления. Такая сверхзвуковая волна горения со скоростью пламени около 2 км/с позволяет использовать меньшее количество ступеней сжатия, более компактную конструкцию с уменьшенным весом камеры сгорания и меньшим удельным расходом топлива [5].

Помимо всех проблем, связанных с камерой сгорания (не являющихся целью данной статьи), переходной канал, соединяющий камеру сгорания с турбиной [6–9] и сама турбина, представляют собой важные задачи, которые необходимо решить для обеспечения эффективных циклов.

Что касается конструкции турбины, то в открытой литературе имеется ряд статей, описывающих различные вопросы. Паниагуа и др. [10] сообщают о предварительном проекте и возможной компоновке ступеней турбомашины, а Соуза и др. [11] описывают рекомендации по минимизации энтропии, работая над формой профиля. В статьях [12,13] сообщаются результаты и концепции , связанные с нестационарностью, создаваемой камерой сгорания, и соответствующей частотной характеристикой турбины. Лю и др. [14] представляют и обсуждают CFD-анализ таких турбин.

Предполагается уменьшить размеры камеры сгорания, количество ступеней сжатия по сравнению с реальными, что будет способствовать снижению общей массы двигателя.
В этой статье также основное внимание уделяется конструкции турбины, поскольку она представляет собой первоочередную задачу эффективного термодинамического цикла: фактически из-за высокой скорости, высокой температуры и нестабильных потоков, выделяемых переходным каналом, конструкция турбины сложна и требует различных методологий с относительно обычной газовой турбины для циклов Джоуля – Брайтона.

Среди работ, посвященных проектированию турбин, ни в одной из них не предлагается параметрический анализ геометрических и гидродинамических параметров. В настоящей статье предлагается новый параметрический анализ двух геометрических параметров, а именно твердости и высоты лопатки, двух характеристик потока, таких как угол потока на входе и число Маха на входе, а также степени реакции, которая является последней из основных проблем, описывающих стадию. аранжировки и влияющие на эффективность сцены. Авторам также известна критика требований к тепловой нагрузке и охлаждению в такого рода приложениях, хотя они не рассматриваются в настоящей статье, поскольку требуют специального исследования.

2. Расчет средней линии.

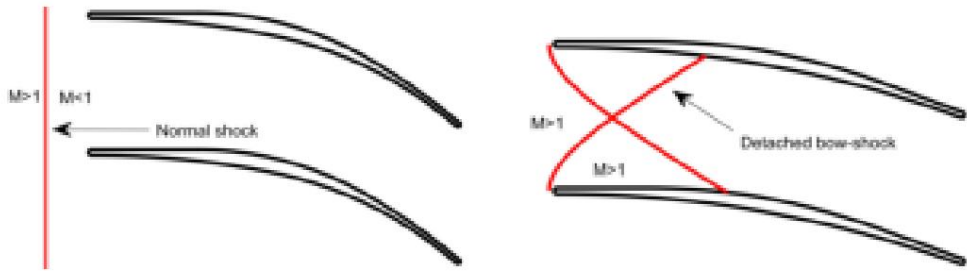
Оригинальный расчет средней линии был разработан для расчета межлопастной конструкции сверхзвуковой турбины. Программа основана на стандартной теории турбины, и в нее добавлены некоторые особенности для сверхзвуковых лопаток: предел Кантровица для запущенного ряда лопаток [15], точная оценка и прогнозирование ударных потерь и метод характеристик для расчета создать форму сверхзвукового профиля. Прежде чем описывать логику проектирования турбины, считается необходимым кратко представить упомянутые выше теоретические элементы.

2.1. Начатый или неначатый ряд лезвий

Сужающийся канал, типичный для турбин, ведет себя как диффузор под воздействием сверхзвукового потока, тем самым уменьшая скорость и увеличивая давление потока. В этих условиях очень важно оценить, запущен ли ряд лопаток или нет.

Machine Translated by Google

где «запущенный» относится к конфигурации косого скачка на входе в каскад, который имеет меньшую диссипативность, чем нормальный скачок в «незапущенном» состоянии (рис. 1).



(а) (б)

Рис. 1. Сравнение незапущенного (а) и запущенного (б) состояний для сверхзвукового лопаточного венца.

Кантровитц и Дональдсон показали, что сила и положение ударной волны зависят от геометрии диффузора и числа Маха перед ним [15]. Используя традиционную одномерную теорию потока, максимально допустимую степень сжатия для состояния самозапуска можно определить с помощью уравнения (1), где Mn — число Маха за нормальной ударной волной.

$$\frac{A_{т}}{A_{ин}}_{\text{сел начал}} > \frac{\left(\frac{\gamma+1}{2}M2_{н}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M2_{н}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (1)$$

$$M2_{н} = \frac{(\gamma-1)M2^{2}_{\text{входа}}}{2\gamma M2_{в}-(\gamma-1)}$$

Между самозапускающейся и незапущенной областью существует третья, промежуточная: в этой области можно добиться запущенного режима работы, но диффузор должен запуститься из состояния самозапуска и тогда либо число Маха на входе должно быть следует использовать уменьшенную или изменяемую геометрию диффузора (рис. 2). Эта последняя концепция актуальна в нерасчетных условиях.

Поскольку поворот лопасти влияет на выходную площадь в чисто сужающемся канале между лопатками , предел самозапуска также влияет на максимально допустимый поворот, как показано в уравнении (2).

$$\frac{A_{т}}{A_{ин}} = \frac{A_{о}}{A_{ин}} = \frac{g_{о}H_{о}\cos(\alpha_{о})}{g_{in}H_{in}\cos(\alpha_{in})} > \frac{\left(\frac{\gamma+1}{2}M2_{н}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M2_{н}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (2)$$

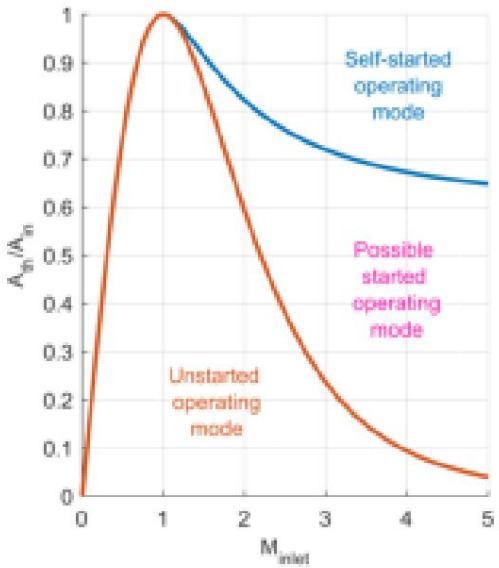


Рисунок 2. Степень сжатия запущенного или незапущенного ряда лопаток при изменении числа Маха на входе.

Machine Translated by Google

В то же время поворот лопасти влияет на величину выходной тангенциальной скорости и, следовательно, на обмен работой. Высота лопасти, определяющая выходную часть разгрузки, также важна для объема работы, выполняемой ступенью.

2.2. Оценка и прогноз аэродинамических потерь.

Профиль, работающий в среде сверхзвукового потока, менее эффективен, чем его дозвуковой аналог, из-за создания сложной ударной картины в канале. Возможность эффективной оценки потерь является ключевым требованием для надежного среднего кода, и это было достигнуто за счет учета головной ударной волны на передней кромке и пограничном слое (методика также использовалась в [16]) в дополнение к потери, связанные с первым косым отражением ударной волны и перемешиванием при сверхзвуковом осевом числе Маха.

Оторвавшаяся головная ударная волна, генерируемая передней кромкой, является основным источником производства энтропии внутри турбины и только на нее приходится почти две трети общих потерь. Форма оторвавшегося скачка прогнозируется с помощью метода, разработанного и проверенного Меккелем для двумерных и осесимметричных тел [17]. После определения отделенной ударной волны производство энтропии рассчитывается локально с применением соотношений наклонной ударной волны, а затем результаты интегрально усредняются, как показано в уравнении (3), где индексы «up» и «l» относятся соответственно , к верхним и нижним лопастным амортизаторам (рис. 1б). Обратите внимание, что пересечение ударных волн не учитывается как упрощающее предположение.

$$\text{sbow shock} = y_{\text{вверх}} \frac{1}{\text{« ага»}} \text{ага}_{\text{ага}}^{\text{«}} \text{sup}(y) \cdot dy + y\,l\,'' \frac{1}{yl'} \text{ыл»}_{y!} \text{sl}(y) \cdot dy \quad (3)$$

Потери на отрывную ударную волну сильно зависят от безразмерного соотношения шага лопатки и ее толщины. Этот факт имеет физический смысл, поскольку меньшая по сравнению с проходом лопатки толщина делает переднюю кромку острее и уменьшает дозвуковую часть потока за головной ударной волной, которая является основной причиной потерь . В то же время нельзя использовать слишком высокое соотношение, поскольку передняя кромка будет слишком маленькой для структурной и термической целостности.

Для повышения точности расчета потерь также была определена первая косая ударная волна, возникающая при отражении оторвавшейся ударной волны от поверхности лопатки, и рассчитаны связанные с ней потери. Отражение волны рассчитывается с учетом того, что поток, непосредственно прилегающий к стенке, должен быть параллелен ей: применяя классическую теорию аэродинамики [18], выводится неявное уравнение (4) и решается численно, чтобы найти наклон отраженного скачка волны. . Последующие отражения ударных волн вместо этого не рассматривались, поскольку они значительно слабее, и предположения, необходимые для их оценки, могут серьезно повлиять на надежность результатов.

$$\tan\alpha = 2\cot\beta \frac{M2\sin2\beta \quad 1}{M2(\gamma + \cos2\beta) + 2 \text{ Вторым}} \quad (4)$$

по важности источником потерь в сверхзвуковом лопаточном венце являются потери в пограничном слое и на перемешивание, предварительно пренебрегая взаимодействием ударной волны с погранслоем. Оценка выполняется с помощью двухэтапной процедуры: (i) сначала рассчитываются величины пограничного слоя для сжимаемого турбулентного пограничного слоя с использованием процедуры, полученной Стратфордом и Биверсом [19]; (ii) Затем оцениваются общие коэффициенты потерь, применяя метод, описанный Стюартом для высокоскоростных потоков [20].

В оригинальной методике Стюарт рассматривал течения с дозвуковым осевым числом Маха; поскольку в нашем приложении осевое число Маха сверхзвуковое, первоначальный подход был расширен. Не повторяя всю демонстрацию, уже описанную в [20], здесь

Machine Translated by Google

Сообщается только об аналитических шагах, описывающих новое расширение сверхзвуковых осевых чисел Маха.

$$\frac{Bx}{\text{Входное сопло}} \quad \frac{2\gamma C}{\gamma + 1} \quad \frac{Bx}{\text{смешивание}} \quad \gamma + 1 \quad \frac{\gamma - 1}{} D2 = 0 + 1$$

$$C = \frac{(1 \quad Af\,s,te)\,\frac{\gamma + 1}{2\gamma} + \cos 2\alpha te(1 \quad \delta \quad \delta_{тэ} \quad \theta \quad)\,\frac{B^2}{V2}}{\cos(\alpha te)(1 \quad \delta \quad \delta\,te \quad)\,\frac{B}{\text{Входное сопло}}} \qquad (5)$$

$$Д = \frac{By}{\text{смешивание}} = \frac{B}{\text{Входное сопло}} \quad \sin\alpha te\,f \quad \frac{1 \quad \delta \quad - \delta_{те} \quad \theta}{1 - \delta \quad - \delta\,те}$$

Решение уравнения второго порядка дает два результата, и в дозвуковом случае отрицательный знак был выбран для нахождения правильных условий после смешивания. Это физически соответствует, поскольку увеличение доступной площади от задней кромки до смешанной области снижает скорость в дозвуковых условиях, но при сверхзвуковом осевом числе Маха канал ведет себя как сопло, а не как диффузор. Следовательно, в отличие от Стюарта, решением выбранного уравнения второго порядка является решение с положительным знаком (6).

$$\frac{Bx}{\text{Входное сопло}} \quad \text{смешивание} = \frac{\gamma C}{\gamma + 1} + \gamma + 1 \quad \sqrt{\left(\frac{\gamma C}{\gamma + 1}\right)^2 \quad 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} D2} \qquad (6)$$

После того, как все количества определены, соотношение общего давления между на входе и полностью перемешанная область на выходе рассчитывается по уравнению (7).

$$\frac{\text{пт, микс}}{\text{пт, в}} = \frac{\frac{\rho V}{\rho tVcr} \quad f \quad \cos\alpha te(1 \quad \delta \quad \delta_{тэ} \quad)}{s,te\,\frac{\rho Vx}{\rho tVcr}\ \text{смешивание}} \qquad (7)$$

2.3. Проектирование профиля лопатки методом характеристик (МОС)

В литературе известны в основном два метода расчета профиля сверхзвукового лопаточного венца на основе МОК: метод углового течения Шапиро [21] и метод вихревого потока Гольдмана [22]. Код Гольдмана был реализован в этом коде средней линии, поскольку он обеспечивает более плавное распределение скорости с наибольшей нагрузкой в середине хорды и меньшими ограничениями на поворот потока.

Профиль лопатки, спроектированный методом вихревого потока, состоит из следующих основных частей, каждая из которых имеет определенную функцию, кратко описанную здесь для удобства читателей (рис. 3): входные переходные дуги преобразуют однородный параллельный поток на входе в лопатку в поле вихревого течения, концентрические дуги окружностей сохраняют структуру вихревого потока при повороте потока с постоянным числом Маха на поверхности, а дуги выходного перехода вновь преобразуют вихревой поток в равномерный параллельный поток.

Метод вихревого течения требует нескольких входных данных для определения профиля лопатки: числа Маха на входе Min, числа Маха на выходе Mo, числа Маха нижней поверхности Ml , числа Маха верхней поверхности Mup, угла потока на входе и коэффициента удельной теплоемкости рабочей жидкости. Хотя все остальные входные данные заданы, Ml и Mup выбраны во избежание проблем, связанных с отрывом потока: как предложено в [22], максимальное Mup и минимальное Ml рассчитываются для получения коэффициента восстановления давления 0,5. Фактические Ml и Mup были выбраны с дополнительным запасом в 12% относительно этих предельных значений.

Machine Translated by Google

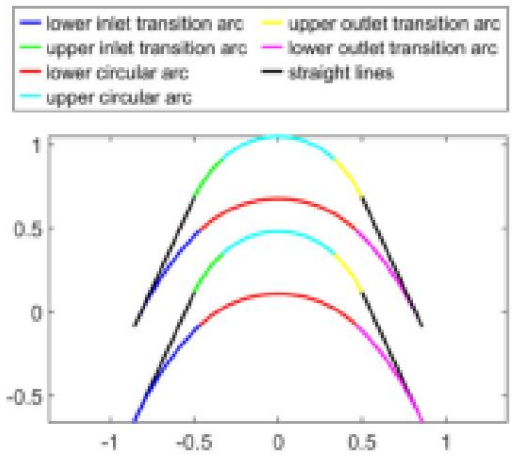


Рис. 3. Разделение секторов профиля лопатки в вихревом методе.

После создания безразмерного профиля необходимо определить два ключевых геометрических параметра. можно вычислить: безразмерную хорду c (c = c/r) и шаг g . В среднестрочном коде хорда является единственной размерной величиной, заданной для геометрии профиля, что позволяет рассчитать r (параметр геометрического масштаба). Геометрии, представленные в качестве примеров в этой работе, предназначены для производства наземной энергии, отсюда и безразмерные отношения (c/ g и g/толщина) были оптимизированы для достижения максимального КПД. Для авиационного применения конструкция турбины требует компромисса между компактностью и эффективностью, что приводит к различным значениям безразмерных отношений и более короткой длине хорды. , можно окончательно рассчитать размерный профиль, шаг и толщину .

Профиль, полученный по Методу характеристик, оптимален с аэродинамической точки зрения, но является чисто теоретическим, поскольку нулевую толщину на передней и задней кромке невозможно изготовить и он имеет плохие механические и термодинамические характеристики, особенно при высокой скорости и высокой температуре. поток. Таким образом, после выбора подходящего значения толщины согласно механическим расчетам верхняя и нижняя поверхности смещаются, а профиль лопатки замыкается дугами окружности.

Был проведен структурный анализ, доказавший, что лопасть может без существенных проблем выдерживать статические нагрузки; с другой стороны, подробный термический анализ не был включен в эту работу, поскольку для этого типа турбин это сложная тема и она будет должным образом рассмотрена в будущих исследованиях.

2.4. Код средней линии: описание и логическое объяснение.

Реализованный код средней линии использует многоконтурный итерационный подход для достижения более чем одной цели проектирования, что возможно путем изменения величин, которые обычно фиксируются при прямом подходе; в то время как отношение высот статорных лопаток H2/H1 является входными данными, выбранными пользователем, соотношение высот лопаток ротора H4/H3 итеративно регулируется для поддержания одинаковой осевой скорости между входом и выходом ротора, причем последнее является общей конструктивной особенностью осевых турбин. . Абсолютный угол потока на входе в ступень принимается равным 0°: фактически , несмотря на то, что поток, поступающий в турбину, колеблется по давлению, температуре и направлению, его средний массовый расход равен нулю, поскольку колебания симметричны [8,23]. По конструкции абсолютный угол потока на выходе ротора равен нулю, чтобы минимизировать число Маха на выходе и, следовательно, уменьшить ударные потери на следующих этапах. Наконец, код реализован таким образом, что пользователь может выбрать в качестве входных данных степень реакции X ступени: эта опция не только помогает пользователю установить ключевой параметр при проектировании турбины, но и чрезвычайно полезна для выполните параметрический анализ, показан

После того, как потери статора/ротора рассчитаны и известно общее давление на выходе, число Маха на выходе находится с помощью уравнения непрерывности, а затем все остальные величины определяются, прибегая к предположению об идеальном газе. Как только проектирование статора и ротора завершено, программа средней линии проверяет, соответствует ли предел Кантровица для запущенного двигателя.

Machine Translated by Google

ряд лезвий удовлетворен. Затем он также проверяет, что осевое число Маха превышает 1, чтобы избежать проблемы уникального падения [24], которая является неблагоприятным рабочим условием, учитывая нестационарность набегающего потока. В заключение блок-схема на рисунке 4 показывает порядок и логику всех операций, выполняемых при проектировании ротора.

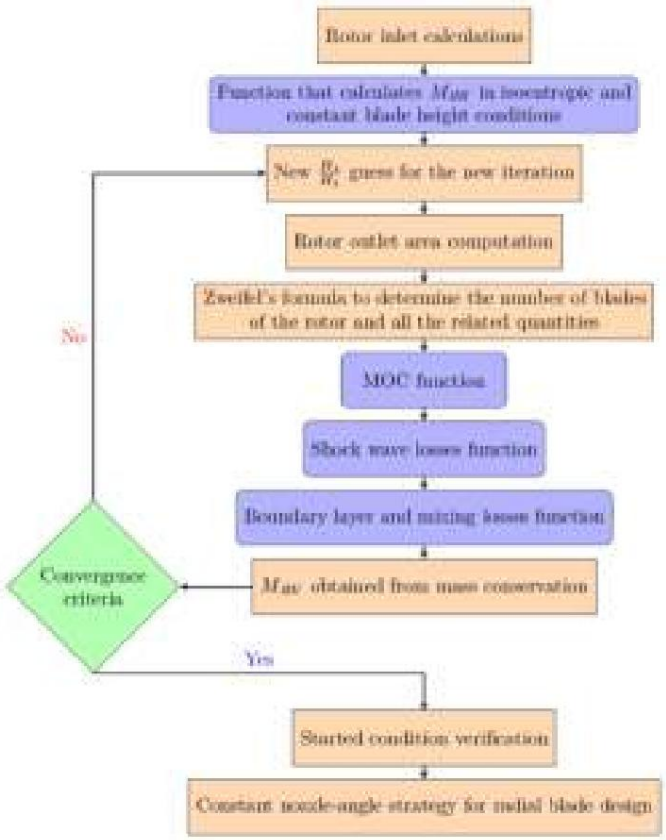


Рисунок 4. Блок-схема, иллюстрирующая итерационный процесс, используемый для проектирования ротора в коде средней линии.

3. Модель вычислительного потока

Чтобы проверить достоверность кода средней линии и углубить понимание особенностей потока внутри канала, CFD был запущен в выбранном количестве случаев. Стационарное моделирование от лопасти к лопасти и стационарное 3D-моделирование выполнялось с помощью коммерческого программного обеспечения Ansys CFX (19.1, Ansys, Кэнонсбург, США), которое реализует неявно связанный решатель на основе давления с совмещенной сеткой. Для условий адвекции и турбулентности была выбрана схема высокого разрешения ; эта схема принадлежит к алгоритмам Total Variation Diminishing (TVD), которые доказали свою точность при моделировании отражений ударных волн [25]. Модель k ω SST была выбрана для закрытия турбулентности, в $^{+}$ был то время как у сохранялся ниже 1 для правильного разрешения пограничного слоя. Рабочим телом является воздух, который считается термически и калорически совершенным газом.

Поскольку вход сверхзвуковой, все соответствующие величины задаются на этой границе. Выход сверхзвуковой, боковые границы периодические. Для стенок лопатки были выбраны адиабатические условия и условия прилипания, а для ступицы и бандажа — условия адиабаты и свободного скольжения; этот выбор был сделан также для 3D-моделирования, поскольку на этом этапе целью было понять влияние радиального изменения величин , работая с сеткой, подходящей для исследования большого проектного пространства. Наконец, при моделировании сопряжения статора и ротора использовался интерфейс плоскости смешивания, и все расчеты считались сходящимися, когда остатки имеют порядок 10-6 .

Machine Translated by Google

3.1. Проверка кода CFD

Поскольку поток является сверхзвуковым с ударными нагрузками и волнами расширения в данной области, для надежности результатов крайне важно оценить, может ли ANSYS CFX точно уловить эти отличительные особенности с настройками, указанными выше. Для проверки кода были выбраны два тестовых примера : ударная трубка Sod [26] и угол сжатия [27–29]. Обратите внимание , что анализ чувствительности сетки путем последовательных уточнений был выполнен для обоих тестовых случаев, и все полученные результаты не зависят от сетки.

В задаче об ударной трубе диафрагма первоначально отделяет газ высокого давления слева (x < 0 м) от газа низкого давления справа (x > 0 м). При разрушении диафрагмы (t = 0 с) в области появляются три новые особенности: ударная волна и контактная поверхность, распространяющаяся вправо, и волна расширения, распространяющаяся влево. Гипотеза аналитического решения состоит в том, что задача одномерная, трубка бесконечно длинная, а поток невязкий [18,26]. Поскольку ANSYS CFX работает только с 3D-доменами, геометрия моделируется как труба длиной 10 м, тогда как два других измерения значительно меньше и связаны только с одной ячейкой. На рисунке 5 показано сравнение решения CFD и аналитического решения при t = 0,001 с: две кривые почти идентичны для всех величин, что доказывает, что Ansys CFX прекрасно способен прогнозировать силу, положение и скорость волны всех трех функций. .

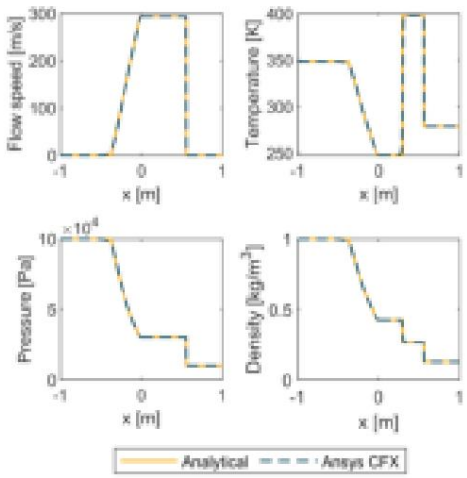


Рисунок 5. Сравнение аналитического решения и решения Ansys CFX при t = 0,001 с для задачи о ударной трубе Sod .

Тест угла 2D-сжатия, проведенный Smits et al. (Рисунок 6) был выбран потому, что взаимодействие ударной волны и пограничного слоя представляет собой сложную проблему, которая в целом содержит трудности, связанные с явлениями турбулентности, сжимаемости и вязко-невязкого взаимодействия [28,29]. Поскольку число Маха на входе сверхзвуковое (M = 2,85), при повороте стенки в область течения возникает косая ударная волна ; В зависимости от входного отверстия и условий геометрии взаимодействие скачка уплотнения с пограничным слоем может привести или не привести к отрыву пограничного слоя. Расчетная область трехмерная, но одно измерение значительно меньше остальных и связано только с одной ячейкой. Модель k ω SST использовалась в качестве модели турбулентности, в то время как y+ поддерживался ниже 1 для правильного разрешения пограничного слоя. Валидация проводилась для двух углов наклона соответственно 8 и 16 градусов . На рисунке 7 показано распределение поверхностного давления для обоих случаев и сопоставлено с экспериментальными данными Смитса и др. [28]. Для случая 8 градусов ANSYS CFX точно фиксирует начальную точку повышения давления, максимальное давление после удара и общую тенденцию. Для случая 16 градусов CFD правильно предсказывает начальную точку повышения давления и максимальное давление, но есть небольшая разница в тренде : в результатах CFD наблюдается слабое разделение в углу, чего не видно на экспериментальные данные, но, как утверждают авторы, случай 16 градусов находится на начальной стадии разделения, и этот аспект может быть скрыт из-за неопределенности измерений [29].

Machine Translated by Google

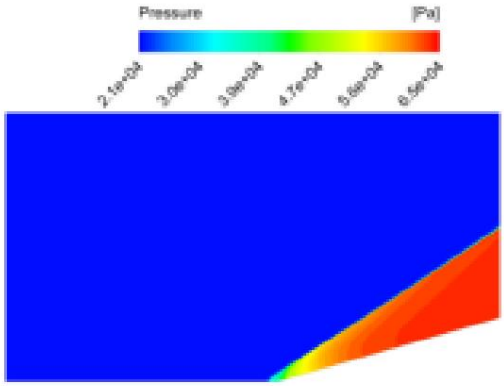


Рисунок 6. Поле давления для задачи угла сжатия с углом наклона 16 градусов.

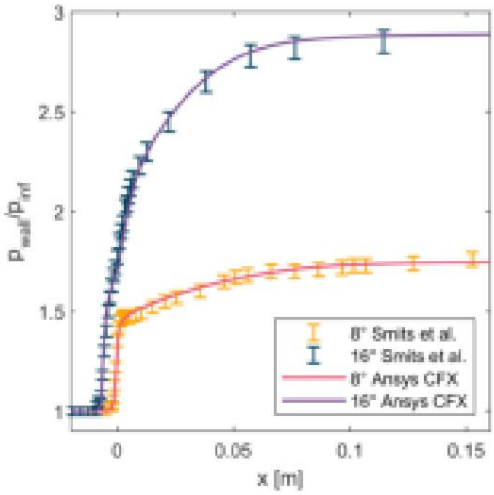


Рисунок 7. Сравнение экспериментального решения [28] и Ansys CFX для задачи угла сжатия при углах наклона 8° и 16°.

Наконец, ANSYS CFX широко используется нашей группой по турбомашиностроению, и на протяжении многих лет было приложено много усилий для правильной проверки результатов CFD с экспериментальными данными, полученными на испытательном стенде, присутствующем в Лаборатории гидравлических машин (LFM) [30, 31].

3.2. Анализ независимости сетки

ANSYS TurboGrid использовался для создания структурированной сетки с шестигранными ячейками, высокой ортогональностью и низкой асимметрией. Анализ независимости сетки выполнялся в два этапа: во-первых, определялось количество ячеек, необходимых в каждом слое для двумерного решения, независимого от сетки между лопастями ; затем количество слоев увеличивалось в радиальном направлении до тех пор, пока условие независимости не удовлетворялось и для 3D-решения.

Для проведения анализа чувствительности сетки был применен метод индекса сходимости сетки [32] , а в качестве эталонной величины было выбрано стандартное отклонение распределения давления . Для моделирования от лопасти к лопасти (2 ячейки в радиальном направлении) были протестированы сетки 100K, 200K, 400K, 600K и 1600K; сетку 600 тыс. можно рассматривать как независимую от сети с индексом сходимости сетки (GCI) 0,67%, рассчитанным с использованием распределения давления, полученного в середине пролета выпускной секции. Далее в радиальном направлении задавались 10, 30 и 50 слоев и распределение давления тангенциально усреднялось и извлекалось в размахе на расстоянии половины хорды от задней кромки; сетка из 9 миллионов ячеек (30 слоев) достигла условия независимости как для статора , так и для ротора с GCI 0,28% и 0,05% соответственно.

Machine Translated by Google

3.3. Проверка результатов среднего кода с помощью CFD в расчетных условиях

Физические параметры, представленные в Таблице 1, были выбраны с учетом типичных величины для РДЭ и турбин высокого давления [5,8,10,14,23,33–36], а геометрические параметры выбраны с учетом конструктивной целесообразности лопатки. Процедура валидации достигается путем сравнения выходных данных кода с извлеченными средними значениями массового расхода. на основе CFD-моделирования, выполненного на лопатке статора. Полная энтропия, предсказанная средний линейный код составляет 44,17 Дж/(кг K), а значение, полученное из CFD, составляет 43,87 Дж/(кг K), что приводит к отклонению на 0,7%; Отклонение давления и температуры также находится в пределах 1% на выходе статора. Этот результат является очень многообещающим и оценивает нынешний код средней линии как основной инструмент предварительного проектирования турбины.

Таблица 1. Входные параметры этапа эталонного проектирования.

Массовый расход [кг/с]	100
Периферийная скорость [м/с]	450
Степень реакции	0,5
Входное число Маха	2
Общее давление [бар]	15
Входная осевая скорость [м/с]	1445,46
Статическая температура [K]	1300

На рисунке 8 сравниваются аналитически определенные толчки с моделированием CFD, выполненным на том же сверхзвуковом профиле и в тех же условиях потока. Градиент плотности (числовой шлирен) показан на заднем плане, а на переднем плане мы можем рассмотреть оторвавшуюся ударную волну и первое косое отражение ударной волны, рассчитанное по формуле среднелинейный код. Предсказанные положения ударных волн действительно близки к полученным CFD, что подтверждает эффективность применения теории Меккеля. Несмотря на то, что предсказанная отраженная косая ударная волна находится не совсем в том же месте, склоны очень аналогично и благодаря этому также оценивается производство энтропии.

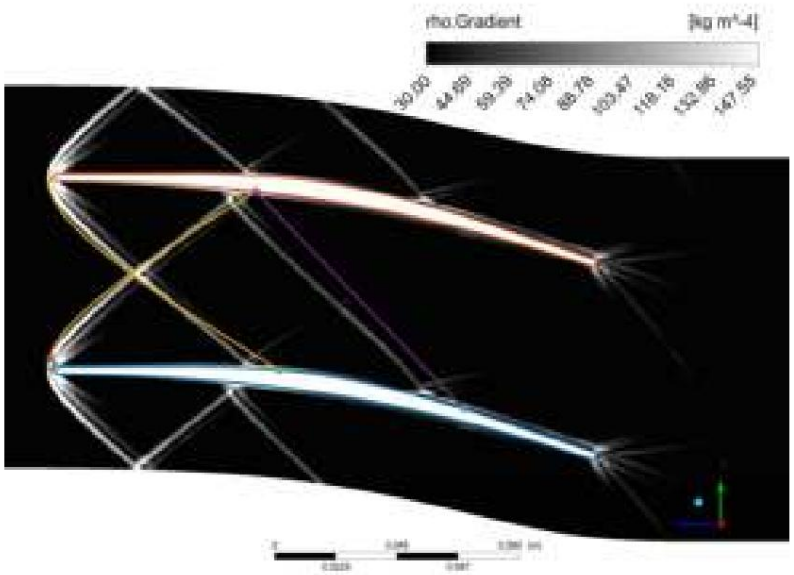


Рисунок 8. Сравнение численного шлирена CFD на заднем плане и аналитически определенных потрясений на переднем плане (отдельный шок выделен желтым цветом и отраженный шок фиолетовым цветом в онлайн-режиме). цветная версия).

Machine Translated by Google

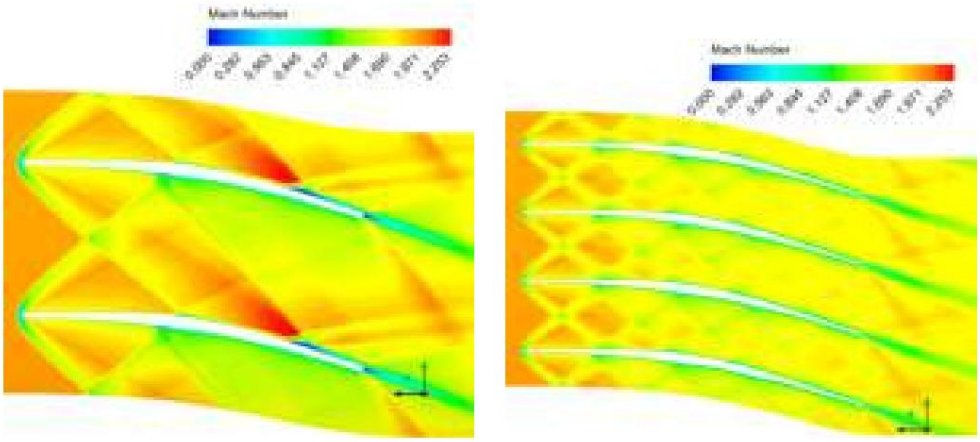
4. Исследование оптимальной загрузки с помощью автоматизированного процесса оптимизации.

В нескольких исследованиях описаны оптимальные условия нагрузки для дозвуковых осевых турбин, однако существует серьезный пробел в знаниях относительно сверхзвуковых турбин. Оригинальный полностью автоматизированный процесс оптимизации с использованием пакетов Python, MATLAB и Ansys был разработан для поиска оптимального значения нагрузки, которое минимизирует потери, обеспечивая при этом достаточно равномерный поток на выходе.

Коэффициент тангенциальной силы Цвайфеля Уравнение (8) было выбрано в качестве управляющего параметра для всего процесса оптимизации из-за его способности количественно определять силы, действующие на лопасть: его значение связано не только с твердостью лопатки, но также учитывает отклонение потока . и изменение осевой составляющей скорости [37].

$$C_{p\,т} = \frac{\text{футы}}{\frac{1}{2}H\rho V2\,o} = \frac{2}{\sigma x}\cos 2\,\alpha o\ \frac{Vin,x}{Bo,x}\tan \alpha in\ \tan \alpha o \quad (8)$$

Интервал поиска оптимального режима нагружения был установлен после серии предварительного CFD-моделирования. Верхний предел был выбран исходя из необходимости иметь достаточно равномерный поток на выходе из статора, чтобы обеспечить эффективную работу ротора. Лопасти не могут быть расположены слишком далеко друг от друга, поскольку выходной поток будет менее однородным по величине и направлению (рис. 9a). Нижним пределом является твердость, предложенная MOC (рис. 9b): связанный с ней Cf t довольно низок, поскольку основная цель метода вихревого потока состоит в получении полностью однородного потока на выходе с использованием большого количества лопастей. Затем необходимо учитывать, что исходный MOC разработал профиль с бесконечно малой толщиной на передней и задней кромке, поэтому канал и поведение лопасти были изменены, когда была назначена конечная толщина и, следовательно, новое оптимальное значение тангенциальной ожидается коэффициент силы. Оптимальная конструкция должна минимизировать потери при соблюдении требований однородности.



(а) (б)

Рисунок 9. (a) Условия минимальной прочности, принятые в этой статье. (b) Максимальная прочность, предложенная MOC.

Выбранный алгоритм оптимизации представляет собой «метод поиска золотого сечения», который имеет простую робастную логику и сходится к локальному минимуму. Эта последняя особенность является слабым местом этого метода, но предварительное моделирование подтвердило, что в пределах выбранного интервала тренд генерируемой энтропии имеет только один минимум.

Фактически, для каждого Cf t, угаданного алгоритмом, выполняется высокоточный процесс оценки : (i) код средней линии (интегрированный с MOC) генерирует профиль лопасти; (ii) настроено и запущено CFD-моделирование каждого лезвия; (iii) данные извлекаются из кода CFD; (iv) путем постобработки рассчитывается генерация энтропии.

Весь процесс (описанный на рисунке 10), включая алгоритм оптимизации, был полностью автоматизирован, чтобы значительно сократить человеческие усилия и легко повторить всю операцию с различными входными параметрами. Обратите внимание, что крайне важно запустить

Machine Translated by Google

средний код каждый раз, поскольку поиск оптимального значения Cf t осуществляется при сохранении фиксированными всех остальных безразмерных чисел. Создание сетки домена и этапы моделирования выполняются дважды для каждого случая: первая сетка является грубой и используется для быстрой инициализации всей области, а затем используется мелкая сетка (600 тыс. ячеек) для получения данных высокого качества.

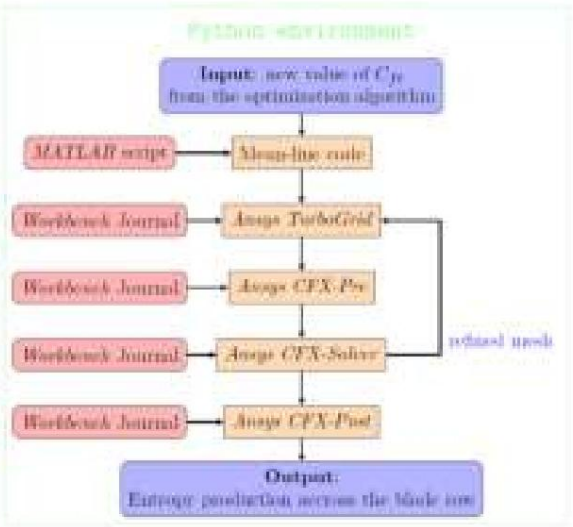


Рисунок 10. Блок-схема, иллюстрирующая процедуру, используемую для расчета производства энтропии для каждого значения Cf t , заданного алгоритмом оптимизации.

Результаты процедуры оптимизации, примененной к лопаточному ряду статора, показаны на рисунке 11; наименьшее значение Cf t связано со значением твердости, заданным MOC, и энтропия, генерируемая в этом состоянии, почти на 18% выше оптимального значения; это улучшение явно оправдывает новый процесс оптимизации, разработанный для этой цели. На рисунке 11 также представлены прогнозы потерь в коде средней линии, и они очень многообещающие с максимальной ошибкой по отношению к CFD менее 8%, которая снижается до менее 1% в оптимальном рабочем состоянии. Для низких Cf t (большее количество лопастей и меньший шаг) ошибка увеличивается, поскольку в проходе генерируется большее количество отражений косых ударных волн, причем все они игнорируются кодом средней линии, кроме первого . При большом Cf t (меньшем количестве лопастей) увеличение потерь объясняется образованием небольшого отрывного пузыря за точкой отражения на стороне всасывания лопатки (рис. 9а

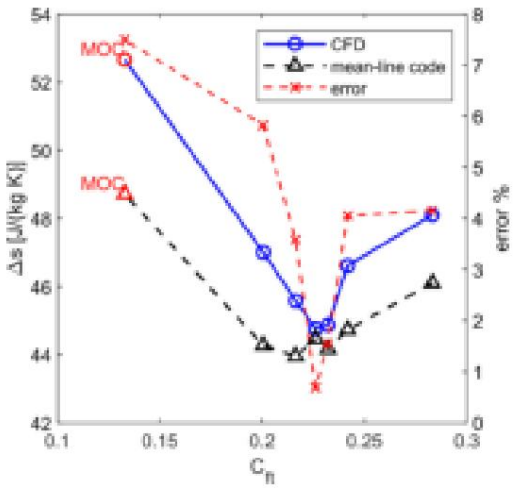


Рисунок 11. Энтропия, производимая статором при переменной Cf t: синим цветом — значения из CFD; черным цветом — значение, полученное из результатов среднелинейного кода; красным цветом показана процентная разница средней линии CFD.

Machine Translated by Google

Также очень интересно отметить, что рекомендуемое значение Cf t для в литературе обычных машин составляет 0,8, но полученные здесь оптимальные значения совершенно другие: это говорит о том, что использование корреляций, разработанных для обычных машин, должно быть тщательно оценено до их применения на сверхзвуковые турбины.

На рис . 12 показана лопатка статора в оптимальном состоянии нагрузки, которая уменьшает как смачиваемую поверхность (и, следовательно, потери в профиле), так и потери на ударной волне. На передней кромке имеется оторвавшаяся головная ударная волна, которая отражается в канале только два раза (обозначены буквами A и B на рис . 12); отражение в точке B является наиболее критическим, поскольку оно создает отрывной пузырь, размер которого и, следовательно, содержание потерь в основном зависят от превышения скорости лопасти и от силы отраженного удара. При более нагруженной лопатке в отрыве участвует больший поток, что приводит к заметному увеличению потерь (рис. 9a); в условиях оптимального нагружения отрывной пузырек значительно меньше, а утолщение пограничного слоя в зоне взаимодействия ограничено.

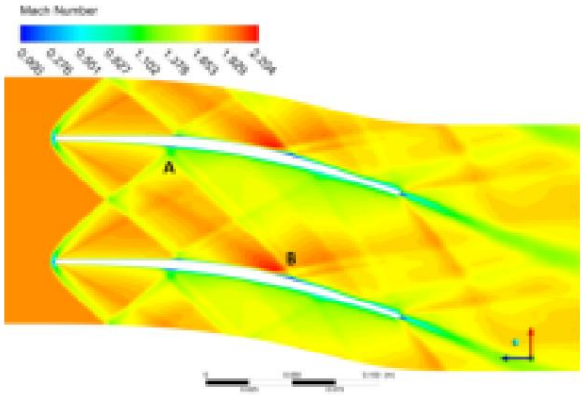


Рисунок 12. Поле числа Маха статора в условиях оптимальной нагрузки.

5. Анализ отклонений от проекта статора

После оценки методологии и определения оптимальной прочности можно исследовать нерасчетные характеристики статора. Двумя параметрами гидродинамики, выбранными для изменения, являются угол потока на входе и число Маха на входе. Причина такого выбора двоякая: (a) необходимость понять поведение сверхзвуковой турбины в широком диапазоне различных условий на входе, (б) тот факт, что вращающиеся детонационные камеры сгорания выделяют высококолебательные потоки, главным образом по этим двум параметрам. .

5.1. Анализ угла впуска В этом

наборе нерасчетных моделей моделирования лопаток все граничные условия на впуске, за исключением угла впуска, были фиксированными. Угол изменялся в пределах +/ 16° с шагом 4°. Поскольку абсолютное число Маха поддерживается постоянным, побочным эффектом изменения направления является снижение массового расхода и, как следствие, возможный незапуск турбины при предельном значении угла впуска.

На рисунке 13 показано усредненное значение производства энтропии и коэффициента полного давления, где можно отметить, что кривые не «симметричны» относительно расчетных условий из-за решетки ударных волн и ее взаимодействия с пограничными слоями на стороне давления/всасывания. . Производство энтропии увеличивается более чем вдвое в выбранном диапазоне, что свидетельствует о том, насколько потери в статорном ряду имеют решающее значение для сценических представлений.

Что касается направления выходного потока, статор демонстрирует хорошую способность отклонять поток близко к геометрическому направлению 22°: на рисунке 13 также показаны угол выходного потока и его стандартное отклонение, рассчитанное в середине пролета выпускной секции (показано на рисунке). в виде полос ошибок). Поле течения характеризуется средним уровнем изменчивости на выходной поверхности. Расчетное условие показывает наименьший угол отклонения и ограниченное стандартное отклонение. Между тем, в нерасчетных условиях профиль постепенно теряет способность определять направление потока, а отклонения от номинального состояния в худшем случае достигают 4° . Эти результаты позволяют внести некоторые дополнительные соображения:

Machine Translated by Google

поскольку сверхзвуковые профили плохо работают при отрицательном падении, в рамках возможных нерасчетных условий можно применять как оптимальную робастную методологию проектирования, так и небольшое положительное падение в расчетной точке.

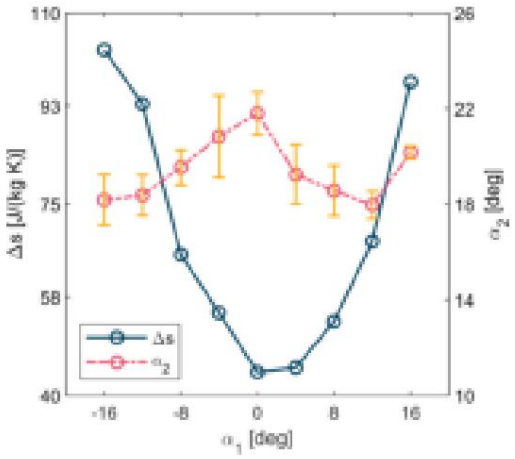
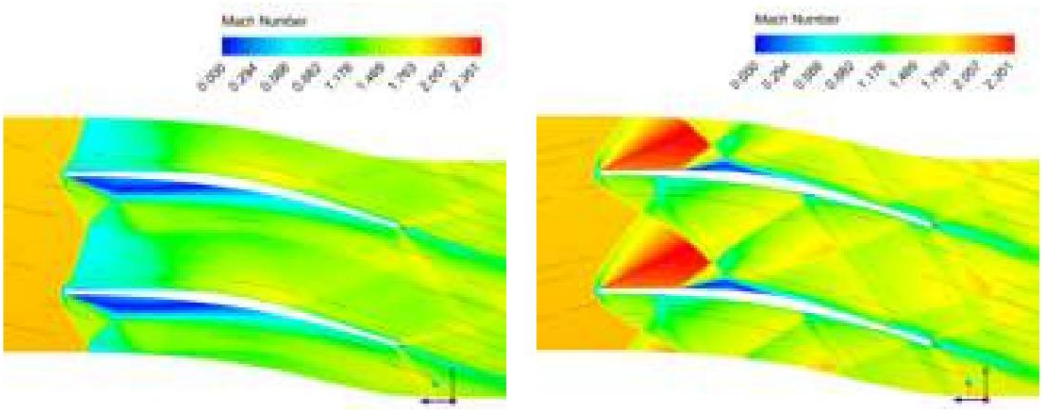


Рис. 13. Производство энтропии и угол на выходе статора со стандартным отклонением, рассчитанным в середине пролета выпускной секции для различных углов входного потока.

В качестве примера на рисунке 14 показаны контуры числа Маха для двух случаев +/-12°. В случае -12° (рис. 14a) из-за резкости на стороне давления обнаруживается выделенная область. переднего края. Для случая положительного падения (+12°, рис. 14b) характер ударной волны вызывает отрыв потока в передней части стороны всасывания, который впоследствии частично восстанавливается до последней части стороны всасывания, где отраженный удар вызывает окончательный удар. отрыв потока. Случай i = +16°, не показанный для краткости, сообщает о незапущенной ситуации на статоре с сильным нормальным скачком перед передней кромкой.



(а) (б)

Рис. 14. Изолинии числа Маха для угла падения 12° (а) и угла падения +12° (б).

5.2. Анализ числа Маха на входе

Второй набор моделирования от лопасти к лопасти был выполнен с переменным числом Маха на входе (диапазон от 1,6 до 2,8), но постоянным осевым потоком и статическими величинами (равными эталонному случаю). Прежде всего следует подчеркнуть, что изменение числа Маха на входе с учетом всех остальных величин изменяет массовый расход, а затем можно отметить

следующие особенности (рис. 15): (а) Угол выходного потока уменьшается на несколько градусов, когда скорости ниже расчетных, при этом
чувствительность к превышению скорости низкая; (б) условие равномерности выходящего потока ухудш

Machine Translated by Google

(c) Потери имеют довольно линейную тенденцию в зависимости от расчетного состояния (M = 2): при более высоких Махах тенденция более чем линейная, поскольку отраженный косой скачок уплотнения влияет на область задней кромки, способствуя преждевременному отрыву потока.

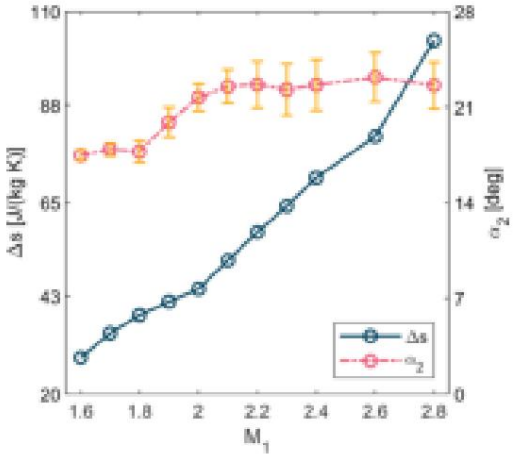


Рис. 15. Производство энтропии статора и угол потока на выходе со стандартным отклонением, рассчитанным в середине пролета выпускного сечения для различных чисел Маха на входе.

Анализ, представленный выше для различных направлений и величин входного потока ступеней, демонстрирует сложность непроектной работы таких турбин и необходимость в опытной и надежной методологии проектирования. Предварительные оценки отклонения угла выхода статора , которое, в свою очередь, изменяет входной угол ротора, имеют первостепенное значение на этапе запроектного анализа.

6. Влияние степени реакции и периферийной скорости. В

контексте улучшения понимания и применимости таких ступеней во все более эффективных газовых турбинах был выполнен новый параметрический анализ, учитывающий влияние степени реакции (X) и периферийной скорости. (У) на сцене; параметрический анализ основан на X и U, поскольку эти два параметра занимают решающее место в предварительном проекте турбомашины. В таком анализе использовался код средней линии, а также были изучены различные соотношения высот лопастей. Затем несколько отдельных случаев были также проверены с помощью CFD (раздел 6.3).

Сетка, выбранная для этих исследований, определяется следующим образом: 12 равноотстоящих точек для U от 260 м/с до 500 м/с и 20 равноотстоящих точек для X от 0 до 0,55: всего сетка состоит из 240 точек. Каждый случай изучался в условиях оптимальной надежности, последний искался по коду средней линии благодаря его хорошему согласию с CFD.

Будет представлено подробное описание результатов параметрического анализа, выполненного при постоянной высоте лопаток статора, а затем будет проведено сравнение при возрастающих значениях H2/H1.

6.1. Постоянная высота лопаток статора

Связь между степенью реакции, окружной скоростью и углом потока на выходе статора представлена в уравнении (9) для облегчения понимания результатов, учитывая постоянную осевую скорость ротора и осевой выход.

$$\alpha 2 = \operatorname{атан} \frac{2U2(1 \quad X)}{B2,x} \tag{9}$$

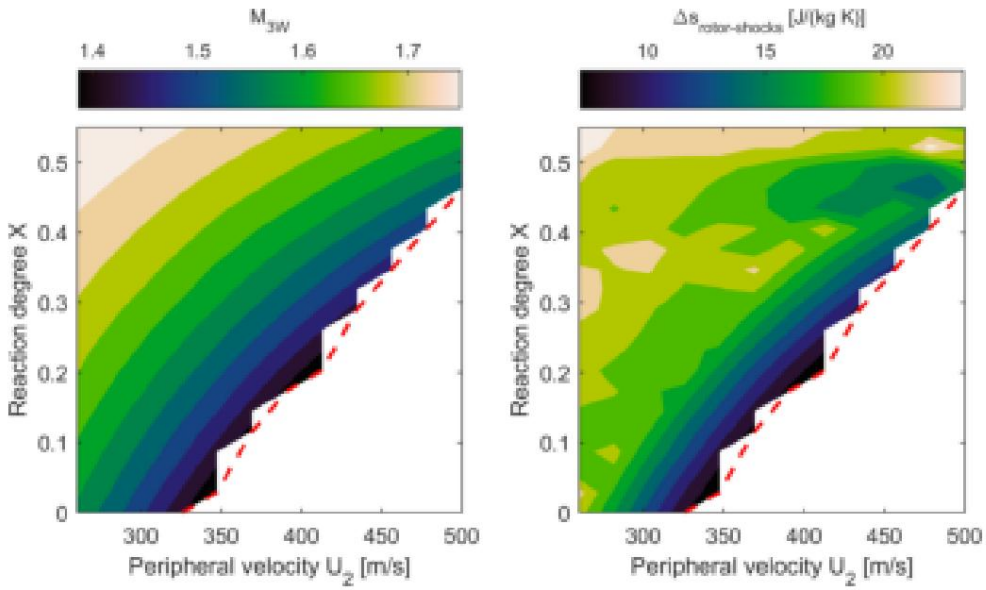
Другая реакция вызывает другой поворот лопастей (низкая реакция требует большого поворота лопастей), что в сочетании с окружной скоростью позволяет количественно определить входное отверстие ротора относительно числа Маха. Вращение лопаток статора влияет на соотношение площадей, и при высоких значениях α2 может возникнуть значительное замедление статора, так что предел Кантровица может быть не достигнут.

Machine Translated by Google

удовлетворяется, что приводит к нормальному ударному воздействию перед статором, слишком диссипативному, чтобы быть приемлемым: предел отображается на рисунках в виде красных пунктирных линий.

На ударные потери статора в первую очередь влияют первичный скачок и его первое отражение, на которые реакция влияет не так, как, наоборот, на пограничный слой и перемешивание, хотя последние и менее важны.

Важным источником потерь, на который сильно влияет степень реакции, является источник, связанный с ударами ротора: этот вклад в основном обусловлен относительным числом Маха на входе в ротор. Как показано на рисунке 16a, относительное число Маха на входе ротора уменьшается с уменьшением реакции или увеличением окружной скорости (более высокое значение α2 приводит к уменьшению площади на выходе из статора, т. е. к увеличению замедления). Следовательно, потери ротора сильно модулируются переменными U, X (рис. 16b).



(а) (б)

Рис. 16. Относительное число Маха на входе в ротор (а) и производство энтропии [Дж/(кг·К)] за счет ударов в роторе (б) при постоянной высоте лопаток статора и различной степени реакции и окружной скорости.

Пограничный слой и потери на смешивание, как и в обычных турбинах, в основном зависят от угла потока на выходе и скорости. В статоре потери увеличиваются ближе к начальному пределу, поскольку углы потока больше (рис. 17a); в роторе они уменьшаются, поскольку, хотя относительный расход на выходе существенно не меняется, скорости ниже, что особенно снижает потери, связанные с перемешиванием (рис. 17b). Учитывая, что увеличение этих потерь в статоре уравновешивается уменьшением тех же потерь в роторе, происходит значительное сокращение общих потерь вблизи стартового предела из-за чистого снижения ударных потерь ротора.

Работа Эйлера, очевидно, увеличивается при меньшем X и большем U: Рисунок 18 описывает эту особенность для различных соотношений высот лопастей, здесь комментируется только для H2/H1 = 1. Общий КПД (Рисунок 19a) улучшается в направлении предела Кантровица. благодаря двум эффектам:

(и) (ii) Объем извлекаемой работы увеличивается, потому что углы потока или U больше; Общее производство энтропии уменьшается.

Это, несомненно, нетрадиционный результат: для дозвуковой турбины разработчик обычно может стремиться либо максимизировать эффективность, либо увеличить объем выполняемой работы; здесь для сверхзвуковой турбины компромисс между ними не требуется, поскольку разработчик теоретически может создать цели для извлечения максимальной работы с максимальной эффективностью.
В заключение следует отметить, что значения X и U следует выбирать тщательно, поскольку снижение эффективности сильное, переходя от 70% до 20% при уменьшении U и увеличении X.

Machine Translated by Google

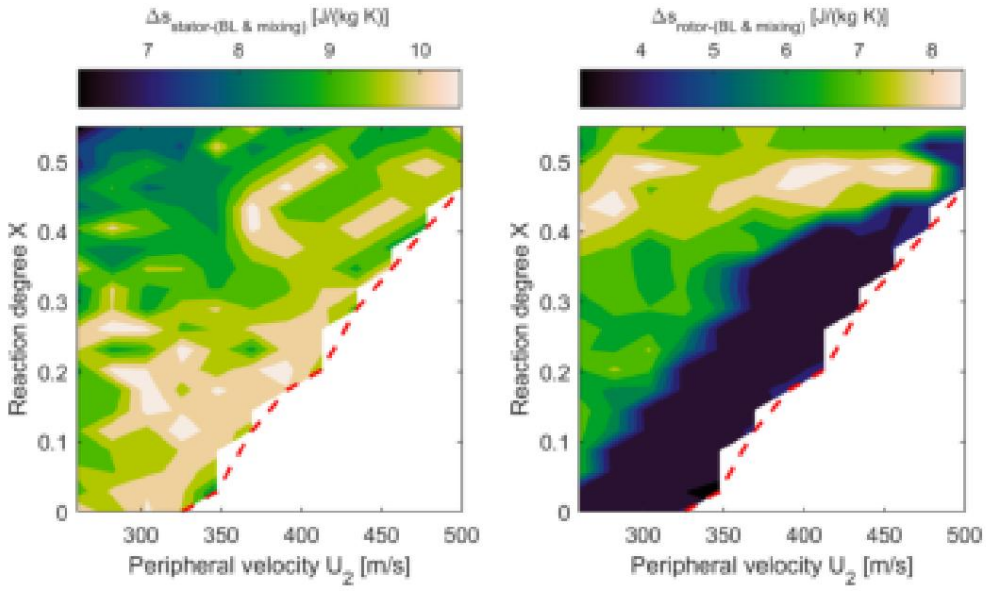


Рис. 17. Производство энтропии [Дж/(кг·К)] в статоре (а) и роторе (б) за счет пограничного слоя и смешивание для обеспечения постоянной высоты лопаток статора и различной степени реакции и окружной скорости.

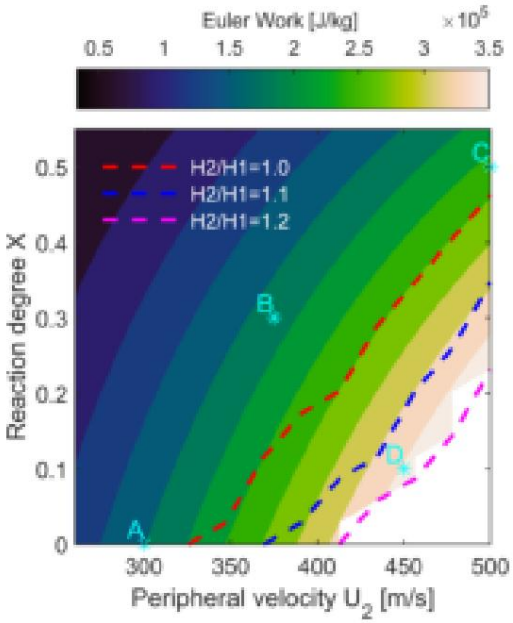
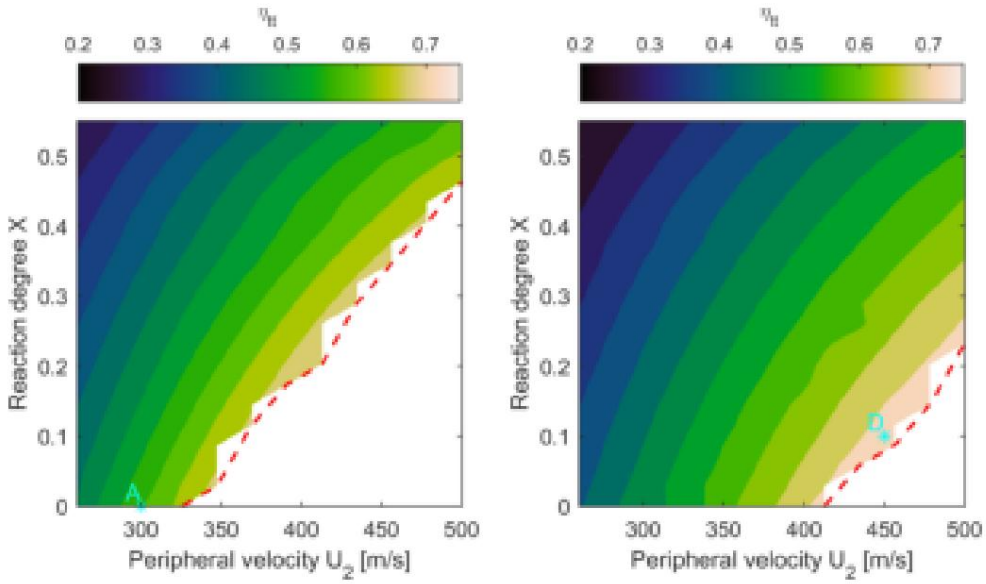


Рис. 18. Работа Эйлера [Дж/кг], совершаемая ступенью при различной высоте лопаток статора, разная степень реакции и периферическая скорость.

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рис. 19. Общий КПД ступени к полному для соотношений высот лопаток статора 1 (а) и 1,2 (б) с различной степенью реакции и окружной скоростью.

6.2. Переменная высота лопаток статора

Лопасти с переменной высотой имеют постоянный радиус ступицы, в то время как радиус бандажа изменяется линейно для получения желаемого соотношения высот входных и выходных лопаток. Изменяемая высота лопаток статора является ценным вариантом для расширения доступного конструктивного пространства, ограниченного исходными условиями: уменьшение площади, вызванное большими углами потока, уравновешивается более высокой лопаткой в выпускной секции. Таким образом, возможно большее количество пар (U, X), характеризующихся большими отклонениями потока и, следовательно, значительным увеличением объема извлекаемой работы (рис. 18). Более высокие значения работы Эйлера имеют два

привлекательных преимущества: (i) Более низкая общая температура на выходе ступени снижает требования к охла>
следующие этапы;

(ii) Значительное сокращение выбросов NOx, которые сильно зависят от высоких температур [38]. С этой целью высокая средняя скорость потока обеспечивает малое время пребывания при высокой температуре, предотвращая тем самым высокое производство NOx.

Несмотря на увеличение работы обмена, M3W практически постоянен и имеет низкую (даже еще сверхзвуковую) близкую к стартовому пределу даже при увеличении соотношения высот лопаток статора. Этот результат зависит от того факта, что предел Кантровица является только функцией отношения площадей выпускного и входного отверстий и числа Маха на входе: минимальное соотношение площадей всегда одинаково, и поэтому максимально возможное замедление приведет к тому же M3W, близкому к Кантровицу. линия, которая смещается на UX-диаграмме. Отсюда можно сделать вывод, что в наиболее интересной области проектирования потери ударной волны, генерируемые статором и ротором, остаются постоянными даже при увеличении высоты лопаток статора и работы.

Пограничный слой и потери на смешивание увеличиваются с увеличением отношения H2/H1, поскольку углы потока больше как для статора, так и для ротора. Следовательно, общие потери ступени увеличиваются, поскольку потери ударной волны практически постоянны, а энтропия, создаваемая граничными явлениями и явлениями перемешивания, становится выше.

В целом общий КПД приближается к пределу Кантровица, поскольку значительное увеличение работы турбины компенсирует небольшое увеличение потерь (рис. 19б). Например, при постоянной высоте лопасти максимальный КПД составляет 69% при 271 кДж/кг работы, а при H2/H1 = 1,2 максимальный КПД составляет 76% при 391 кДж/кг. Очевидно, что расчетная точка не может находиться на краю предела Кантровица, и следует определить разумный запас прочности. В заключение, увеличивающийся переменный статор

Machine Translated by Google

высота лопасти является выгодным вариантом, приводящим к расширению проектного пространства для U и X, благодаря значительному увеличению производительности труда и повышению эффективности.

6.3. Детальное исследование трехмерности потока для нескольких расчетных точек

Интересные результаты были получены при параметрическом анализе степени реакции и периферической скорости , но эти данные получены с помощью среднелинейного кода, который сравнивался только для моделирования от лезвия к лезвию. Поскольку одним из недостатков среднелинейного кода является невозможность учитывать изменение величин по размаху, трехмерная связь статор-ротор моделирование с интерфейсом плоскости смешивания было выполнено в 4 значимых расчетных точках. (Рисунок 18 и Таблица 2). Сначала будет представлен подробный анализ случая D, который в Мнение авторов наиболее интересно с точки зрения производительности и потоковых характеристик; затем остальные моменты будут рассмотрены с количественной точки зрения.

Таблица 2. Расчетные точки, изученные с помощью 3D-моделирования статора-ротора.

	U2 [м/с]	X	H2/H1
А	300		1
Б	375	0	1.1
С	500	0,3	1.1
Д	450	0,5 0,1	1.2

Расчетная точка D находится непосредственно на краю предела Кантровица, но, как и ранее, обсуждается (раздел 6.2), в этой области турбина может произвести большой объем работы с самая высокая эффективность (рис . 19). По результатам совместного 3D-моделирования, турбина выдает 36,02 МВт с КПД 73,58%, что вполне соответствует при среднестатистическом кодовом предсказании 36,45 МВт с эффективностью 74,47%.

На рисунке 20 показан контур градиента давления на поверхностях статора и ротора. и сразу видно, что ударная структура имеет сложную трехмерную картину. Первый линия отражения ударной волны на статоре (1) находится ближе к передней кромке у ступицы, чем у бандажа, и это является следствием двух факторов: (а) прочность ступицы выше, чем прочность плащаницы; (б) стенка ступицы имеет постоянный радиус, а стенка бандажа - поднимаясь для достижения желаемой высоты лезвия. Второе и особенно третье размышление Линии на стороне всасывания статора (2–3) имеют двойную ударную структуру, типичную для отрывный пузырь: верхний скачок является отрывным, а нижний скачок является прикрепляющим [39]. Важно отметить, что на последнем отражении статора (3) шок в центре находится ближе к задней кромке, меняя первоначальный тренд; причина За этим смещением ударной волны стоит то, что поток постепенно набирает тангенциальную скорость и согласно теории радиального равновесия, давление на ступице ниже и число Маха число выше.

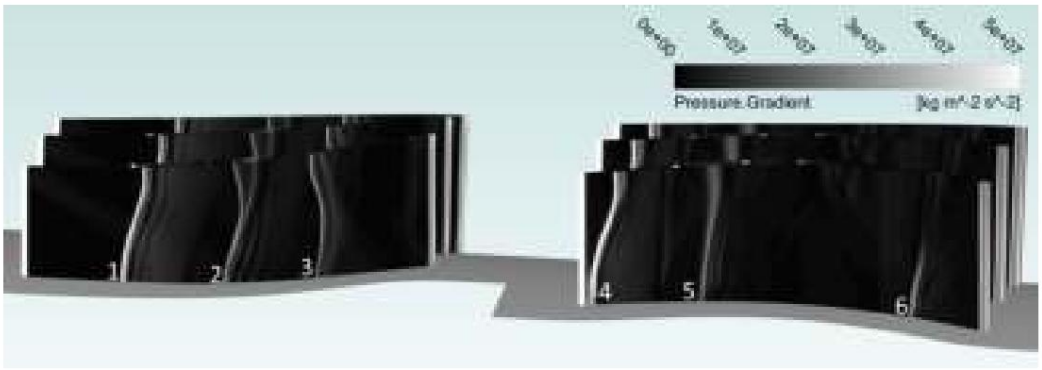


Рис. 20. 3D-визуализация ударной структуры на стороне всасывания статора и стороне нагнетания ротора для проектная точка Д.

Machine Translated by Google

В лопасти несущего винта пересечение головных ударных волн порождает явление Маха, распознаваемое по его типичной структуре, состоящей из двух линий скольжения и нормального скачка уплотнения между двумя тройными точками (рис. 21). Явление Маха проявляется при больших значениях отклонения скачка уплотнения, при которых традиционное решение с двумя косыми скачками уплотнения, исходящими из точки пересечения, невозможно [39]; по этой причине явление Маха проявляется только для расчетных точек с низкой степенью реакции (A и D), а не для более высоких (B и C). Несмотря на то, что эта особенность потока нежелательна, поскольку она увеличивает потери давления из-за нормальной части ударной волны, турбины с низкой реакцией все же имеют более высокий КПД благодаря значительно более высокой работе, преодолевающей эти потери.

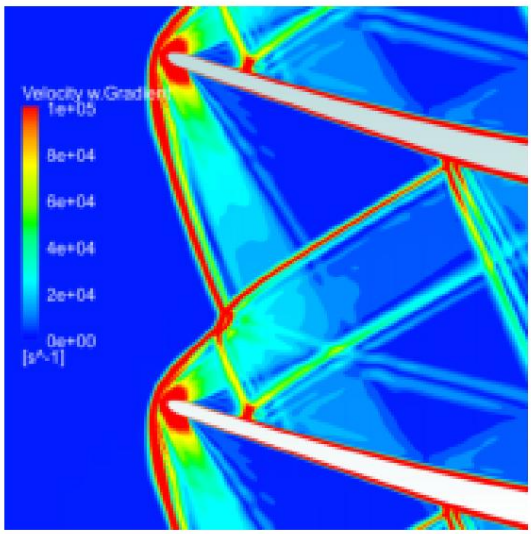


Рис. 21. Явление Маха, возникающее при пересечении головных ударных волн ротора в расчетной точке D.

В Таблице 3 представлены все соответствующие данные для углубленного сравнения результатов среднелинейного кода и решения связанного 3D-моделирования CFD. Учитывая сложность проблемы, прогнозы потерь в коде средней линии являются удовлетворительными, о чем свидетельствуют значения производства энтропии как для статора, так и для ротора. Давление, температура и число Маха на выходе статора также точно оцениваются, что полезно для надежной конструкции ротора.

В настоящее время основной проблемой является заметное переворачивание в точках B и C после статора (более высокое значение α2 в CFD по сравнению с MLC), что приводит к более высокому отбору мощности и, следовательно, к более высокому КПД по сравнению со средним кодом. Это опрокидывание является результатом отклонения потока, вызванного отражением последней ударной волны на стороне всасывания, а также сложной структурой потока, состоящей из скачков уплотнения и вентиляторов расширения на задней кромке. Эта проблема подчеркивается для точек B и C, поскольку большая часть потока проходит через последний отраженный скачок в полулопастной области, тогда как в точках A и D это происходит только для небольшой части; обратите внимание, что точка D также имеет 3 отражения в канале статора по сравнению с тремя другими случаями, в которых их только 2. В заключение, текущая работа сосредоточена на поиске решения этой проблемы, хотя и с точностью предсказания положения последнего удара. отражение в среднестрочном коде — сложная задача.

Machine Translated by Google

Таблица 3. Подробное количественное сравнение результатов трехмерного моделирования статора-ротора и прогнозов среднего кода.

	MLC CFD		Б МЛК	Б CFD	С MLC С CFD D MLC D CFD			
ηtt	59,50 % 61,66 %		56,71 % 63,85 % 61,91 % 67,32 %				74,47 % 73,58 %	
Мощность [МВт]	18.00	19.81	19.41	23.28	25.00	29.38	36.45	36.02
sстатора [Дж/(кг K)] 37,86		39,66	39,38	38.09	39.31	37,93	40,71	42,53
sротора [Дж/(кг K)] 20,29 M2 T2		20.75	30.90	34,75	33,27	35,47	23.26	25,65
[K]	1,67	1,65	1,86	1,83	1,87	1,85	1,79	1,80
p2 [бар]	1501	1509	1381	1392	1375	1389	1424	1422
α2 [градус]	2,77	2,85	2,07	2,17	2,03	2,12	2,29	2.29
	27,53	28,30	22,23	25,69	21,04	24,30	36,67	35,98
M4B	1,53	1,48	1,84	1,80	1,97	1,91	1,58	1,57

7. Выводы

В данной статье представлена конструкция сверхзвуковой турбины и ее предварительная оптимизация . Область научных интересов связана с разработкой вращающейся детонации. двигатели, для которых обычные турбины первой ступени непригодны, поскольку не способны работать с приемлемой эффективностью.

Для проектирования сверхзвуковых турбин был разработан новый стандарт средней линии; этот код включает дополнительные функции для оценки стартового предела сверхзвукового перехода, для генерации сверхзвуковой профиль с помощью неявной версии МОС и точно предсказать потери. В этой последней точке учитываются не только головные ударные волны на передней кромке и граница профиля. слоя считались рекомендованными в литературе, но наш код также учитывает первые потери на отражение ударной волны и смешивание путем распространения теории Стюарта на сверхзвуковые волны. осевые числа Маха. Собственный среднелинейный код продемонстрировал превосходные прогнозирующие возможности в процессе проверки с помощью CFD-моделирования.

Поскольку для этих пионеров не существует критерия нагрузки, ни эмпирического, ни полуэмпирического. турбин разработана и реализована процедура оптимизации для поиска оптимального Условия нагрузки как для статора, так и для ротора. Процедура оптимизации, основанная на алгоритм поиска золотого сечения, итеративно и автоматически оценивает производительность функцию, запустив код средней линии, создав адекватную сетку и запустив CFD-моделирование межлопастного участка. В условиях оптимальной нагрузки энтропия генерируемая статором, почти на 18% ниже исходной прочности, предложенной МОС (после введения конечной толщины), что четко оправдывает процесс оптимизации разработанный для этой цели.

Для оценки турбины была проведена обширная кампания моделирования от лопасти к лопасти. работоспособность в непроектном состоянии. Из этого анализа следует, что сверхзвуковые профили демонстрируют низкую чувствительность к превышению скорости, в то время как оптимальная надежная конструкция должна учитывать Примите во внимание, что небольшое положительное влияние может быть применено в расчетной точке, чтобы обеспечить более широкий охват. рабочий диапазон.

Наконец, был проведен параметрический анализ для оценки влияния переменной высота лопаток статора, степень реакции и окружная скорость на ступени турбины производительность. Конструкция с регулируемой высотой лопаток статора смягчает предел Кантровитца, позволяя выбирать конструкции с меньшей степенью реакции и более высокой окружной скоростью; это расширило Проектное пространство также характеризуется более высоким КПД до 76% и это Важно подчеркнуть, что до нашей работы такая высокая эффективность для этого типа машины не были описаны в литературе. Второй важный и новый результат этого исследования. Анализ заключается в том, что, в отличие от обычной конструкции дозвуковой турбины, чем ниже реакция, тем выше эффективность: этот нетрадиционный результат достигается за счет уменьшения ударной нагрузки ротора потери, подкрепленные более высоким производством работы при понижении степени реакции. 3D Совместное моделирование статора и ротора было выполнено в 4 значимых точках для подтверждения этих данных. интересные результаты; эти симуляции также отображают всю сложность поля потока: амортизаторы имеют сложную трехмерную структуру от ступицы до бандажа и явления Маха появляются в канале ротора при низкой степени реакции.

Machine Translated by Google

Настоящая методология и результаты представляют собой надежную основу для оптимизации будущих этапов. как о торцах и форме 3D профиля, так и для исследований по вопросам охлаждения.

Вклад авторов: концептуализация, NM и PG; методология, ЯМ, ГК и ПГ; программное обеспечение , ЯМ и ГХ; валидация, NM и PG; формальный анализ, НМ и GC; письмо — оригинал подготовка проектов, НМ, ГК и ПГ; написание — обзор и редактирование, NM и PG; надзор, PG Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы хотели бы поблагодарить Джакомо Персико за помощь с CFD. моделирования и всех стимулирующих технических дискуссий.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

Площадь [м2]
с Хорда [м]
Ср т Коэффициент тангенциальной силы Цвайфеля [-]
футы Тангенциальная сила [Н]
г Шаг отвала [м]
Н Высота отвала [м]
М число Маха [-]
п Давление [Па]
р Радиус [м]
с Удельная энтропия [Джкг-1К -1]
т Время [с]
U Окружная скорость [м/с]
V Скорость [м/с]
Х Реакция ступени: изменение статической энтальпии ротора/работа Эйлера [-]
й Тангенциальная координата [м]
α Абсолютный угол потока по отношению к осевому направлению [°]
β Наклон отраженного скачка [°]
γ Удельный коэффициент теплоемкости [-]
δ Толщина смещения [м]
δte Толщина задней кромки [м]
θ Толщина импульса [м]
ηtt Общий КПД: работа Эйлера/от общего к полному изэнтропическому напору [-]
ρ Плотность [кгм-3]
σ Прочность ряда лезвий [-]

Индексы

1,2 Вход и выход статора соответственно
3,4 Вход и выход ротора соответственно
кр Условия при числе Маха, равном 1
фс Бесплатная трансляция
в Входное отверстие
л Ниже
смесь Состояние полностью смешанного потока
н За нормальной ударной волной
о Выход
т Общее количество
тэ Задняя кромка
й Горло
ты Тангенциальное направление
вверху вверху

Machine Translated by Google

W Относительная система отсчета
x Осевое направление

Надстрочные индексы

« Передняя точка отдельного шока
* Первая точка пересечения оторвавшегося амортизатора с лезвием
** Безразмерная величина
Безразмерные величины пограничного слоя, определенные в [20]

Сокращения

Вычислительная гидродинамика CFD
Код средней линии MLC
Метод характеристик MOC
NOx Оксиды азота
PGC Увеличение давления при сгорании
Вращающийся детонационный двигатель RDE

Ссылки

1. Брукерт Дж. Ф. Взгляд на будущее турбовентиляторных двигателей и авиационных двигательных систем. В материалах конференции EASN, Афины, Греция, 3–6 сентября 2019 г.
2. Габриэлли, П.; Газзани, М.; Мартелли, Э.; Маццотти, М. Оптимальное проектирование мультиэнергетических систем с сезонным хранением. Прил. Энергетика 2018, 219, 408–424. [Перекрестная ссылка]
3. Хейзер, WH; Пратт, Д.Т. Анализ термодинамического цикла импульсно-детонационных двигателей. Дж. Пропуль. Власть 2002, 18, 68–76. [Перекрестная ссылка]
4. Паксон Д. Сгорание с увеличением давления в газовых турбинах. В материалах ASME Turbo Expo, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.
5. Соуза, Дж.; Паниагуа, Г.; Кольядо Мората, Э. Термодинамический анализ газотурбинного двигателя с вращающейся детонационной камерой сгорания. Прил. Энергетика 2017, 195, 247–256. [Перекрестная ссылка]
6. Бах, Э.; Бохон, доктор медицины; Пашерайт, Колорадо; Статопулос, П. Влияние ориентации направляющего аппарата сопла относительно направления волны RDC. В материалах форума и выставки AIAA Propulsion and Energy, Индианаполис, Индиана, США, 19–22 августа 2019 г. [Перекрестная ссылка]
7. Бах, Э.; Бохон, доктор медицины; Пашерайт, Колорадо; Статопулос, П. Влияние ограничения выхода на производительность RDC и повышение давления застоя. В материалах форума AIAA Scitech 2019, Сан-Диего, Калифорния, США, 7–11 января 2019 г. [CrossRef]
8. Сан, К.; Чжэн, Х.; Ли, З.; Чжао, Н.; Ци, Л.; Го, Х. Влияние расширяющегося сопла вниз по потоку на параметры поля потока вращающегося детонационная камера сгорания. Прил. наук. (Швейцария) 2019, 9, 4259. [CrossRef]
9. Браун, Дж.; Паниагуа, Г.; Фергюсон, Д. Аэротермические характеристики ускоряющих и диффузионных каналов после вращающихся детонационных камер сгорания. В материалах ASME Turbo Expo 2021, виртуально, онлайн, 7–11 июня 2021 г.; п. GT2021–59111.
10. Паниагуа, Г.; Иорио, МС; Винья, Н.; Соуза, Дж. Проектирование и анализ новаторских сверхзвуковых осевых турбин. Межд. Дж. Мех. наук. 2014, 89, 65–77. [Перекрестная ссылка]
11. Соуза, Дж.; Паниагуа, Г. Подход к минимизации энтропии при проектировании сверхзвуковых внутренних каналов. Энтропия 2015, 17, 5593–5610. [Перекрестная ссылка]
12. Браун, Дж.; Сааведра, Дж.; Паниагуа, Г. Оценка нестационарности сопел после вращающихся детонационных камер сгорания. В материалах AIAA SciTech Forum-55-го совещания AIAA по аэрокосмическим наукам, Грейпвайн, Техас, США, 9–13 января 2017 г.; стр. 1–12. [Перекрестная ссылка]
13. Соуза, Дж.; Паниагуа, Г.; Сааведра, Дж. Аэродинамическая реакция внутренних каналов на пульсирующие сверхзвуковые условия на входе. Вычислить. Жидкости 2017, 149, 31–40. [Перекрестная ссылка]
14. Лю, З.; Браун, Дж.; Паниагуа, Г. Характеристика сверхзвуковой турбины после вращающейся детонационной камеры сгорания. Дж. англ. Газотурбинная энергетика 2019, 141, 1–13. [Перекрестная ссылка]
15. Кантровитц А.; Дональдсон, К. Предварительная инверсия сверхзвуковых диффузоров; Отчеты NACA о военном времени; Национальный консультативный комитет по аэронавтике: Лэнгли Филд, Вирджиния, США, 1945 г.
16. Соуза, Дж.; Паниагуа, Г.; Кольядо-Мората, Э. Анализ аэродинамических потерь в сверхзвуковой турбине. В материалах Конференция ASME Power, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; стр. 1–7. [Перекрестная ссылка]
17. Меккель В.Е. Приближенный метод прогнозирования формы и расположения оторвавшихся ударных волн впереди плоскости или в осевом направлении. симметричные тела. NACA TN D-1921 1921, 211, 130. [CrossRef]
18. Андерсон, Дж. Д. Современные сжимаемые потоки: с исторической точки зрения; Серия «Авиационная и аэрокосмическая техника»; Образование МакГроу-Хилл : Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2003 г.
19. Стратфорд, Б.С.; Биверс, Г.С. Расчет сжимаемого турбулентного пограничного слоя в произвольном градиенте давления - корреляция некоторых предыдущих методов; Отчеты Совета по авиационным исследованиям; КАНЦЕЛЯРСКИЙ ОФИС ЕЕ ВЕЛИЧЕСТВА: Лондон, Великобритания, 1961 год.

Machine Translated by Google

20. Стюарт, В. Анализ характеристик потерь двумерного сжимаемого потока за лопаточными венцами турбомашин с точки зрения основных характеристик пограничного слоя; Техническое примечание NACA 3515; Национальный консультативный комитет по аэронавтике: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1955 г.

21. Шапиро А.Х. Динамика и термодинамика течения сжимаемой жидкости; John Wiley & Sons Inc: Хобокен, Нью-Джерси, США, 1953 г.; Том I, п. 647.

22. Голдман, ЖЖ; Ванко, М.Р. Компьютерная программа для проектирования двумерного сверхзвукового сопла с острым горлом и граничными Коррекция слоев; НАСА: Гринбелт, Мэриленд, США, 1971 г.

23. Браун, Дж.; Сарачоглу, Британская Колумбия; Паниагуа, Г. Нестационарная работа вращающихся детонационных двигателей с разными выхлопными соплами. Дж. Пропульс. Власть 2017, 33, 121–130. [Перекрестная ссылка]

24. Старкен, Х.; Юнсин, З.; Шрайбер, Х.А. Ограничение массового расхода сверхзвуковых лопастей из-за блокировки передней кромки. В материалах Международной конференции и выставки газовых турбин ASME 1984 г., Амстердам, Нидерланды, 4–7 июня 1984 г. [Перекрестная ссылка]

25. Другет, МС; Зейтун Д.Е. Влияние численной и вязкой диссипации на отражение ударных волн в сверхзвуковых стационарных течениях. Вычислить. Жидкости 2003. [CrossRef]

26. Сод Г.А. Численное исследование сходящегося цилиндрического скачка уплотнения. Дж. Гидромеханика. 1977. [Перекрестная ссылка]

27. Сетлс, Г.С.; Додсон, Л. Дж. База данных о взаимодействии гиперзвуковой ударной волны и пограничного слоя. В материалах AIAA 22nd Fluid Конференция по динамике, динамике плазмы и лазерам, Гонолулу, Гавайи, США, 24–26 июня 1991 г. [CrossRef]

28. Сетлс, Г.; Додсон, Л. База данных о гиперзвуковых ударах и взаимодействии пограничных слоев: новые и исправленные данные; Государственный университет Пенсильвании Отчет; Университет штата Пенсильвания: Юниверсити-Парк, Пенсильвания, США, 1994 г.

29. Сетлс, Г.С.; Фитцпатрик, Ти Джей; Богдонов, С.М. Детальное исследование углового поля течения присоединенного и разделенного сжатия в высоких Число Рейнольдса сверхзвукового потока. AIAA J. 1979, 17, 579–585. [Перекрестная ссылка]

30. Персико, Г.; Мора, А.; Гаэтани, П.; Савини, М. Нестационарная аэродинамика ступени турбины малого удлинения: проблемы моделирования и Физика потоков. Я. Турбомах. 2012. [Перекрестная ссылка]

31. Гаэтани, П.; Персико, Дж. Влияние возмущения, приводимого ротором, на поток на выходе статора внутри ступени газовой турбины высокого давления. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6. [CrossRef]

32. Челик, И.Б.; Гиа, У.; Роуч, Пи Джей; Фрейтас, СЖ; Коулман, Х.; Раад, П.Е. Процедура оценки и отчетности о неопределенности, дискретизации в приложениях CFD. Дж. Жидкости Eng. Пер. ASME 2008, 130, 780011–780014. [Перекрестная ссылка]

33. Швер, Д.; Кайласанат, К. Численное исследование влияния размера двигателя на вращающиеся детонационные двигатели. В материалах 49-го совещания AIAA по аэрокосмическим наукам, включая форум New Horizons и аэрокосмическую выставку, Орландо, Флорида, США, 4–7 января 2011 г. [CrossRef]

34. Чжоу, С.; Ма, Х.; Может.; Чжоу, К.; Лю, Д.; Ли, С. Экспериментальное исследование вращающейся детонационной камеры сгорания с осевым потоком. турбина. Акта Астронавт. 2018, 151, 7–14. [Перекрестная ссылка]

35. Паксон, Делавэр; Неаполь, А. Численная и аналитическая оценка эксперимента с вращающимся детонационным двигателем и турбиной. В материалах AIAA SciTech Forum-55-го собрания AIAA по аэрокосмическим наукам, Грейпвайн, Техас, США, 9–13 января 2017 г. [Перекрестная ссылка]

36. Рэнкин, Б.А.; Фотия, М.Л.; Неаполь, АГ; Стивенс, Калифорния; Хок, Дж.Л.; Кемминг, Т.А.; Тойеркауф, Юго-Запад; Шауэр, Ф.Р. Обзор характеристик, применения и анализа технологий вращающихся детонационных двигателей. Дж. Пропуль. Власть 2017. [CrossRef]

37. Цвайфель О. Расстояние между лопатками турбомашин, особенно с большим угловым отклонением. Браун Бовери 1945, 32, 436–444.

38. Швер, Д.А.; Кайласанатх, К. Характеристика выбросов NOx для воздушно-реактивных детонационных двигателей. В материалах 52-й совместной конференции AIAA/SAE/ASEE по двигательным установкам, Солт-Лейк-Сити, Юта, США, 25–27 июля 2016 г. [CrossRef]

39. Делери, Ж.; Дюссаж, Ж.П. Некоторые физические аспекты взаимодействия ударной волны и пограничного слоя. Shock Waves 2009, 19, 453. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Численная устойчивая и переходная оценка ограниченного вихря
Стабилизированная горелка

Федерика Фариско *,† , Луиза Кастелланос , Якоб Войсетшлегер и Вольфганг Санс

Институт тепловых турбомашин и динамики машин — ITTM, Технологический университет Граца, 8010 Грац, Австрия; lmcastellanos07@gmail.com (LC); jakob.woisetschlaeger@tugraz.at (JW); wolfgang.sanz@tugraz.at (WS)
* Корреспонденция: federica.farisco@dlr.de или federica.farisco@tugraz.at; Тел.: +43-660-2622508 †
Текущий адрес: Немецкий аэрокосмический центр (DLR), Институт технологии сгорания, 70569 Штутгарт, Германия.

Аннотация: Технология сжигания обедненной предварительно смешанной смеси стала современной технологией в современных газовых турбинах и авиационных двигателях большой мощности. В камерах сгорания, работающих в условиях обеднения топлива, нестационарное тепловыделение может увеличивать амплитуды давления, что приводит к повреждению компонентов двигателя. Чтобы получить более глубокие знания о неустойчивостях горения, необходимо детально проанализировать процессы горения. Настоящее исследование подтверждает это, проводя численное исследование горения в предварительно смешанной вихревой стабилизированной метановой горелке с условиями эксплуатации, взятыми из недавно опубликованных экспериментальных данных. Это продолжение предыдущей статьи Фариско и др., 2019, в которой изучалась другая конфигурация сгорания. Коммерческий код ANSYS Fluent использовался с целью выполнения устойчивых и переходных расчетов посредством моделирования больших вихрей (LES) существующей камеры сгорания ограниченного метана. Была проведена проверка численных данных на основе имеющихся экспериментов. В данной работе численные профили температуры сравнивались с измерениями. Для уточнения положения основной зоны реакции проведены экспериментальные и численные оценки параметра тепловыделения . Было исследовано несколько моделей турбулентности и горения с целью их согласования с экспериментами. Результат показал, что модель сгорания Flamelet Generated Manifold (FGM) с моделью турбулентности k-ω способна правильно имитировать

Ключевые слова: стабилизированная горелка с замкнутым вихрем; CFD; горение

Цитирование: Фариско, Ф.; Кастелланос, Л.; Войсетшлегер, Дж.; Санс, В. Числовой устойчивый и переходный процесс Оценка ограниченного вихря Стабилизированная горелка. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 46. https://doi.org/10.3390/ijtpp6040046 .

Академический редактор: Майкл Пфицнер

Поступила: 6 августа 2021 г.
Принято: 24 ноября 2021 г.
Опубликовано: 30 ноября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Правильное моделирование поля потока в камерах сгорания с обедненной смесью требует глубокого понимания явлений, непосредственно приводящих к нестабильности. Поэтому необходимо знать термохимические процессы, которые влияют на основную зону реакции, чтобы получить больше информации о прогнозировании бедного сгорания.

Поле течения в вихрево-стабилизированных камерах сгорания исследовалось и объяснялось в различных работах (см. [1,2]). В первой цитируемой работе представлен обзор знаний, полученных в области разрушения вихрей за последние 45 лет. Статья была разделена на три подраздела (экспериментальный , численный и теоретический), в которых подчеркивалась четкая структура картины течени

В следующей цитируемой работе [2] подробно описаны основные параметры, влияющие на промышленные вихревые камеры сгорания с сухим низким уровнем выбросов (DLE). Авторы также рассказали о прогрессе в численном исследовании вихрево-стабилизированного горения.

Один из наиболее распространенных методов измерения тепловыделения касается анализа хемилюминесценции радикала OH* в пламени [3,4]. Было проведено большое количество исследований [5–8] для обзора различных методов, применяемых для анализа динамики пламени. Хемилюминесценция оказалась эффективным методом исследования глобальных флуктуаций тепловыделения (см. [9,10]). Балачандран и др. [9] провели измерения тепловыделения при хемилюминесценции OH* и CH*, отметив, что

Machine Translated by Google

глобальное тепловыделение, оцененное для обоих параметров хемилюминесценции, хорошо согласовывалось по величине и фазе. Работа Грайффенхагена и др. [10] исследовали лазерную интерферометрическую виброметрию (ЛИВ) как дополнение к хемилюминесценции для анализа возмущений тепловыделения в пламени. Лазерная интерферометрическая виброметрия (LIV) напрямую регистрирует производную по времени от флуктуаций плотности вдоль пути лазерного луча в неограниченном и ограниченном пламени. Локальные измерения получаются из интегральных данных с помощью томографии или инверсии Абеля (Greiffenhagen et al. [11]). Численное моделирование RANS (среднее по Рейнольдсу Навье – Стокса) было представлено в [12] для той же геометрии , проанализированной в [10].

Для оценки возможностей камеры сгорания необходимы детальные модели и современные экспериментальные методы [13]. В предыдущей работе [13] авторы подчеркивали важность оптимального трехступенчатого глобального механизма реакции для метановоздушных смесей, который использовался в их численном анализе. В обзорных статьях [13–15] представлен недавний численный прогресс, связанный с оценкой пламени, стабилизированного вихрем. В [14] несколько конфигураций горелок со стабилизацией вихря были исследованы путем сравнения нескольких моделей турбулентности, таких как стандартная модель k- , модель RNG k- и реализуемая модель k- .

Авторы заметили, что расчеты правильно предсказали экспериментальную форму профиля; в частности, применение ГСЧ k-є имело небольшое преимущество по сравнению с Realizable k- .

В работе [15] описан вывод модели генерируемого многообразия Flamelet и ее использование для турбулентного пламени с помощью моделирования больших вихрей (LES) и RANS. В этих случаях фронт пламени моделировался с помощью подхода функции плотности вероятности (PDF), который учитывает неравновесные аспекты [16]. Результаты показали, что этот химический метод является точным методом моделирования сгорания предварительно смешанной смеси. В работе [16] авторы также доказали, что модель переходного масштабного адаптивного моделирования (SAS) способна отображать отличительные черты нестационарного пламени более точно по сравнению с RANS.

Однако точное моделирование потока RANS представляет собой стандартный инструмент, применяемый в процессе промышленного проектирования, подходящий для воспроизведения основных характеристик потока с использованием меньшего вычислительного времени по сравнению с методами LES или отдельного вихревого моделирования (DES).

Данная статья объединяет анализ нескольких моделей турбулентности и горения различной сложности. Изучена способность модели воспроизводить характеристики исследуемой камеры сгорания. Код CFD Ansys Fluent v2020 R1 используется в текущем исследовании и применяется в качестве моделей горения относительно модели вихревой диссипации (EDM), разработанной Магнуссеном и Хьертагером [17], модели устойчивого ламинарного пламени (SLF) [18] и модели Flamelet. Сгенерированное многообразие (FGM).

Целью данной работы является определение наиболее точной модели горения и турбулентности, способной предсказать правильное поведение исследуемой камеры сгорания, используя оценку температурных контуров и концентрации частиц.

Это исследование является продолжением статьи Фариско и др. [12] , где был проведен устойчивый численный анализ с камерой сгорания, отличной от камеры с ограничением тока, чтобы увидеть, можно ли улучшить результаты.

Текущая численная процедура RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) аналогична [12]. В то время как в [12] неограниченная горелка не могла быть правильно воспроизведена с помощью каких-либо моделей турбулентности или горения, в текущем ограниченном случае моделирование покажет лучшее согласие с имеющимися экспериментальными данными. Кроме того, в это исследование также включены результаты, полученные в результате нестационарного исследования с помощью моделирования больших вихрей (LES) замкнутой камеры сгорания. Результаты этого исследования могут быть использованы в качестве основы для дальнейшего промышленного применения. Тем не менее, необходимо провести дополнительные исследования с упором на понимание сложных эффектов потока и ограничений моделей сгорания.

Machine Translated by Google

2. Исследование области сгорания. Числовая

область представляет собой геометрию, использованную для экспериментов. Данные получены на обедненной, вихревостабилизированной камере сгорания метана с цилиндрическим удержанием в атмосферных условиях. Использовался цилиндр из кварцевого стекла высотой 210 мм, внешним диаметром 120 мм и толщиной стенок 3 мм. Тепловая мощность камеры сгорания составляла 3,44 кВт, а средний коэффициент эквивалентности имел значение 0,88. На рис . 1 представлена конфигурация исследуемой ограниченной конфигурации. Горелка (внешний диаметр D = 18 мм) состоит из осевой и тангенциальной линии предварительного смешивания и подачи охлаждающего воздуха (см. Greiffenhagen et al., 2020 [19]). Тангенциальный воздух предварительно смешивается с топливом и затем подается в внутреннюю зону метановой горелки завихрителем, состоящим из 32 питающих линий с тангенциальным расположением. Потоки топливно-окислительной смеси завихряются в камеру сгорания и воспламеняются. Осевые и радиальные градиенты давления, создаваемые этим закрученным потоком в камере сгорания, создают зону рециркуляции, которая снижает турбулентную скорость потока впрыскиваемой смеси по сравнению со скоростью пламени. Этот эффект действует как стабилизирующий механизм, при котором пламя может гореть в фиксированном месте, и, кроме того, он гарантирует наличие достаточного количества тепла для воспламенения поступающей смеси топлива и окислителя. Значение числа вихря равное 0,53 получено с учетом формулировки Candel et al. (2014) [20].

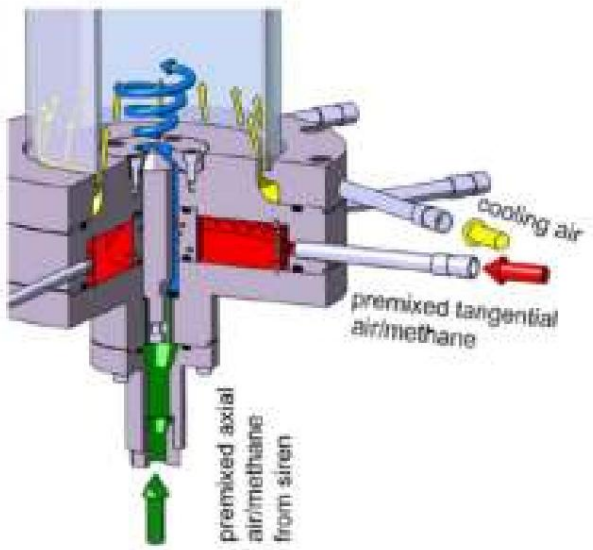


Рисунок 1. Схема секции горелки.

Структура вихревого потока

Чтобы четко понять результаты этой работы, дается краткое описание структур потока, присутствующих в вихревом стабилизированном пламени. Поле потока создает (см. рисунок 2) внешнюю зону рециркуляции (ORZ), которая представляет собой тороидальную область рециркуляции из-за быстрого перехода сопла в камеру сгорания; внутренняя зона рециркуляции (ИРЗ или вихревой пробой), связанная с вихревым пробой, характеризующаяся застойными точками и реверсивными потоками, что повышает стабилизацию пламени; и высокоскоростная кольцевая струя жидкости, ограниченная внутренним и внешним слоями сдвига. Возмущения скорости изменяют скорость этой кольцевой струи, что приводит к колебаниям пламени. Другим распространенным типом когерентного вихря в вихревом пламени является прецессирующее ядро вихря (ПВХ) (см. рисунок 3). Он развивается, когда центральное ядро вихря начинает прецессировать вокруг оси симметрии с определенной

Machine Translated by Google

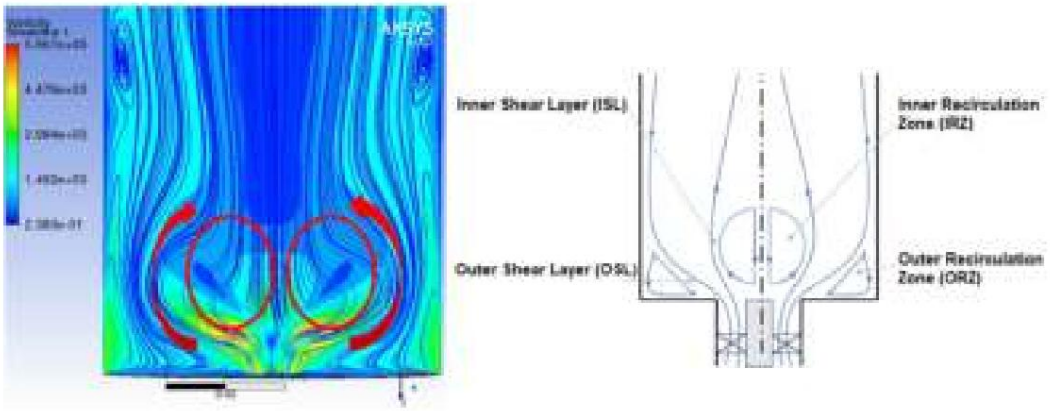


Рисунок 2. Обзор ядра Vortex. (слева) текущая камера сгорания; (справа) эскиз структуры потока в замкнутой камере сгорания, стабилизированной вихревым перемешиванием [22].

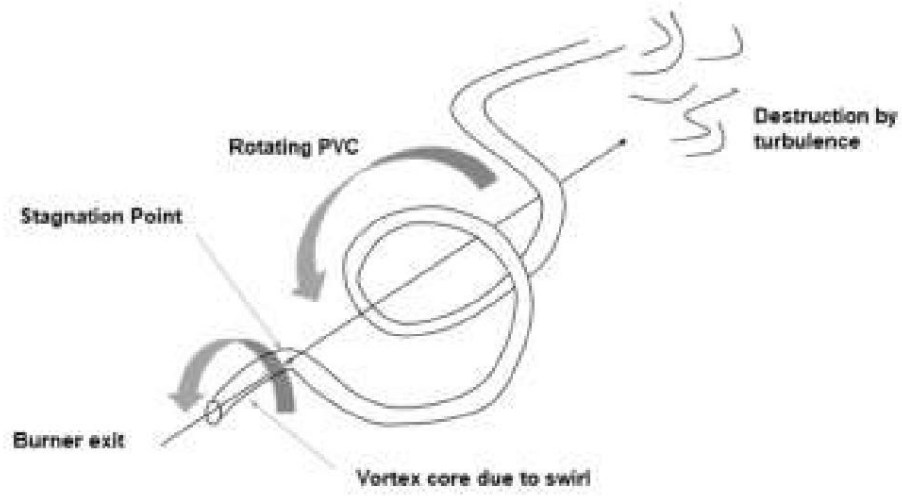


Рис. 3. Вихревая структура ПВХ [21].

3. Экспериментальная установка

Экспериментальные данные взяты из опубликованной работы (см. [19]). Для более подробной информации По поводу методики и оборудования измерения ЛИВ см. статьи [11,19].

4. Генерация сетки

В рамках этой работы создается несколько сеток и проводится исследование независимости сеток. Для создания сеток используются коммерческие инструменты ANSYS mesher и ICEM. На рисунке 4 подчеркнута численная область ограниченной камеры сгорания, проанализированная в моделировании.

Самая грубая сетка получается с первым центром ячейки, расположенным на безразмерном расстоянии от стенки $y^+ = 3$. Она состоит из 4 165 157 ячеек и уточняется для исследования чувствительности численных результатов. В дополнение к самой грубой сетке генерируются еще две уточненные сетки. Сетка с $y^+ = 2$ имеет в 1,5 раза больше узлов в каждом сегменте, а сетка с $y^+ = 1$ имеет в два раза больше узлов. Однако независимость сетки достигается при использовании самой грубой сетки. Моделирование холодного течения и моделей турбулентности RNG k-ϵ и k-ω выполняется со всеми проанализированными сетками. Число вихря и профили осевой скорости используются для исследования поведения различных уточненных сеток.

Machine Translated by Google

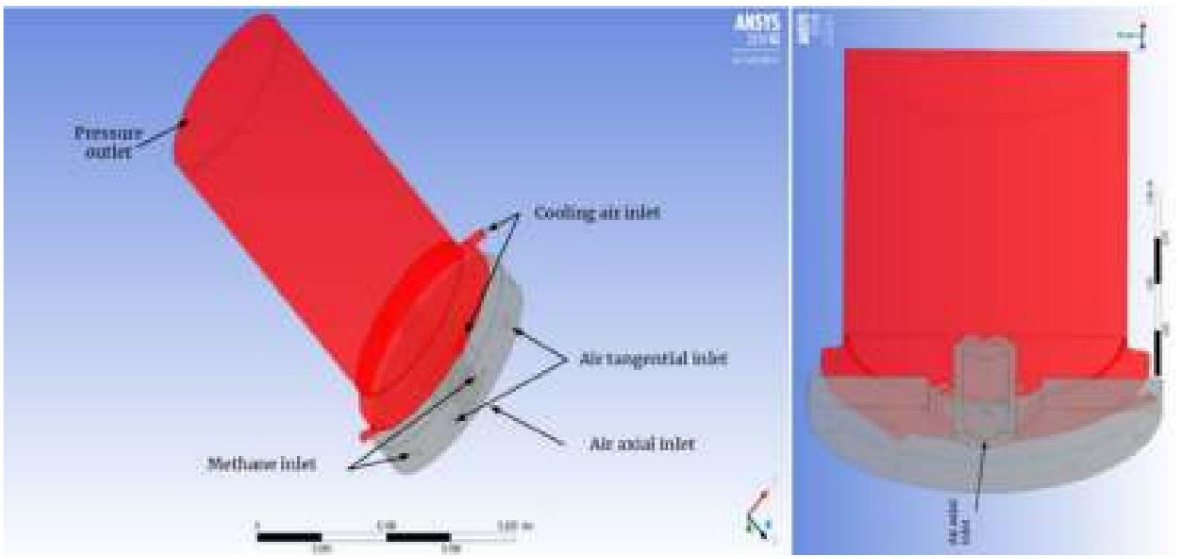


Рисунок 4. Эскиз камеры сгорания и расчетной области.

Упрощенная форма уравнения вихревого числа принята согласно экспериментам [8,20]. Тот же метод расчета числа вихрей, примененный в экспериментах, используется и в численных расчетах, чтобы получить более точное сравнение между двумя подходами. Для анализа вихревого числа упрощенное вихревое число рассчитывается на двух разных расстояниях соответственно: четверти и половине входного диаметра D. Для его получения из выборки линий в направлениях x и y извлекаются профили скорости . Интегрирование значений абсолютных скоростей выполняется с использованием суммы Римана. Результаты этого интегрирования используются для расчета числа вихря. Значение числа закрутки получается для линии образцов, параллельной x, и линии, параллельной y, затем выполняется усреднение обоих значений (как показано в уравнениях (1)–(3)). Предложения, приведенные в литературе [7], были использованы для выбора диаметра выхода горелки в качестве интегральной п

$$Cx = \frac{2\int_{0}^{\frac{Д}{2}} vwx2dx}{Д\int_{20}^{\frac{Д}{2}} w2xdx} \quad (1)$$

$$Cи = \frac{2\int_{20}^{\frac{Д}{2}} uwy2dy}{Д\int_{0}^{\frac{Д}{2}} w2ydy} \quad (2)$$

$$C = \frac{Cx + Cи}{2} \quad (3)$$

Для моделирования холодного течения усредненные числа закрутки, полученные с самой грубой сеткой = y^+ = 3 и с более мелкой сеткой y $^+$ 1 с моделями турбулентности RNG k- и k-ω, равны

представлены в таблицах 1 и 2 на расчетных расстояниях D/4 и D/2 . Можно заметить , что более высокие числа закрутки достигаются при использовании самой грубой сетки с y = 3. На рисунке 5 показано = 3 сетки (слева = 1 сетка (справа). Этот параметр подчеркивает, что для k- $^+$ профиль осевой скорости в средней плоскости для модели k-є со стороной y) и $^+$ модели k- с y с сеткой $^+$ y = 3, тип течения II по номенклатуре Международного фонда исследований пламени. В данном случае наблюдается V-образное или M-образное расширение пламени под углом около 40 , что указывает на аналогичную тенденцию, наблюдаемую при измерениях (подробнее см. раздел «Результаты»). Вместо этого профиль осевой скорости для k- с сеткой y = 1 показывает тип потока, совершенно отличный и более $^+$ похожий на тип потока I. По этой причине выбирается самая грубая сетка с y = 3, поскольку завихрение немного лучше сохраняется вдоль выхода из горелки, значения немного выше $^+$

Machine Translated by Google

и ближе к экспериментам, и это гарантирует меньшее числовое время по сравнению с более точным созданные сетки.

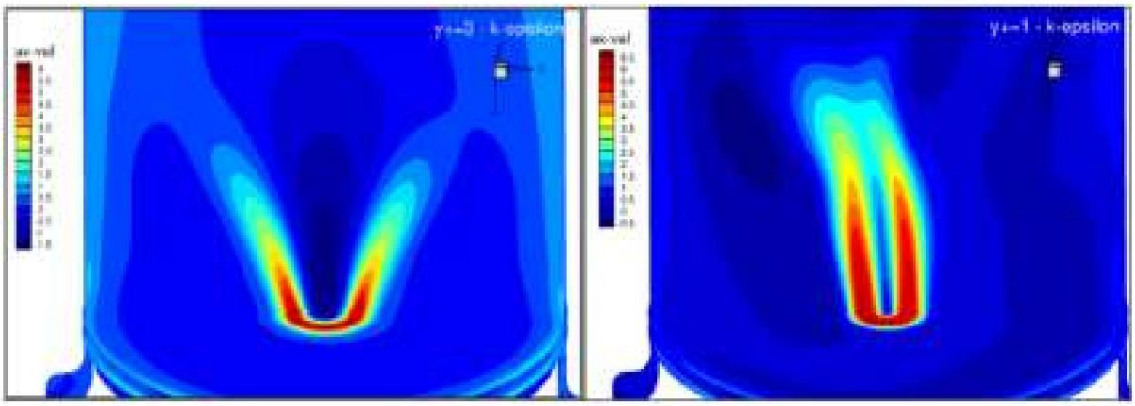


Рисунок 5. Сравнение полей осевых скоростей между k- у $^{+}$ = 3 (слева) и k- у $^{+}$ = 1 (справа).

Таблица 1. Случай холодного течения с у $^{+}$ = 3.

$^{+}$ = 3 года	к-о	к-ω
С Д/4	0,5684	0,4548
С Д/2	0,53625	0,54065

Таблица 2. Случай холодного течения с у $^{+}$ = 1.

$^{+}$ = 1 год	к-о	к-ω
С Д/4	0,48035	0,4278
С Д/2	0,43935	0,40995

Детали сетки, используемой для моделирования, показаны на рисунке 6. Гибридная сетка предложено для лучшего разрешения домена. Чтобы уменьшить время вычислений, уменьшенная область, состоящая из всей шестигранной цилиндрической выходной горелки, принята за моделирование горения.

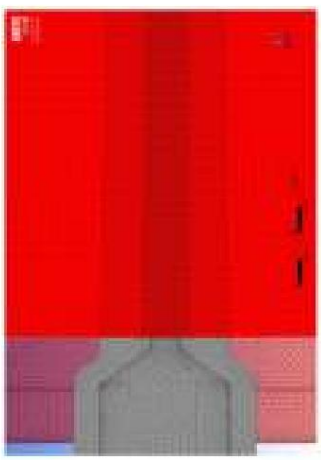


Рисунок 6. Вид выбранной сетки.

Структура ячеек, примененная в сгенерированных сетках, представлена на рисунке 6. В области где возникает пламя, на которое влияют большие градиенты скорости и температуры, шестигранные ячейки используются для обеспечения высокой числовой надежности. Шестиячеистые клетки производят уменьшенная численная диссипация по сравнению с формой тетраэдрической ячейки, поскольку они

Machine Translated by Google

выравниваются с направлением потока и уменьшают количество клеток (см. [13]). В связи с тем, что область внутри горелки представляет собой конфигурацию с завихрителем, состоящим из небольших трубок, она моделируется с помощью тетраэдрических ячеек. Эта сетка также используется при моделировании переходных процессов. Приблизительную оценку интегрального масштаба длины l0 можно получить, используя значения k, ε и ω из моделирования RANS. Чтобы разрешить вихрь длиной l, необходимо иметь по паре ячеек в каждом направлении. Тогда для получения 80% турбулентной кинетической энергии (как указано в [23,24]) требуется разрешение вихрей с размерами, превышающими половину размера интегрального масштаба длины (l0/2). Требуется примерно пять ячеек по всей шкале интегральной длины l0 [23], и текущая сетка также используется в нестационарном моделировании, представленном для этой функции.

5. Численный подход

В этой работе численный метод RANS применяется с помощью CFD-кода ANSYS Fluent для определения основных характеристик потока в процессах холодного течения и горения. Моделирование выполняется таким образом, что эффекты модели турбулентности изолированы. В методе SIMPLE используется связь давления и скорости. Разделенный решатель применяется, поскольку частично смешанные модели не позволяют использовать связанный решатель. Что касается пространственной дискретизации, схема второго порядка против ветра предпочтительнее квадратичной схемы против ветра QUICK для турбулентной кинетической энергии, импульса и удельной скорости диссипации, чтобы обеспечить более плавную тенденцию моделирования. Число Пекле рассчитывается как отношение гиперболической части уравнений Навье – Стокса к параболической части и с использованием высоты первой ячейки для каждой разработанной сетки. Минимальное вычисленное значение составляет 70, что указывает на значительную степень адвекц Используется тип дискретизации давления PRESTO. Число Рейнольдса 2554 рассчитывается на основе условий на входе. Сходимость, полученная по нескольким параметрам, таким как скорость, температура, виды CH4 и CO2 , обнаруживается с помощью точек контроля, которые расположены в нескольких местах рядом с выходом горелки.

Метод FGM с предварительно смешанными пламенными элементами также применяется для моделирования переходных процессов, поскольку он показывает точные результаты при моделировании RANS и обеспечивает сокращение времени вычислений. Рассмотрен ПРОСТОЙ подход для связи давления и скорости . Для LES применяется модель переноса кинетической энергии в масштабе подсети (SGS), поскольку она обеспечивает меньшие вычислительные затраты и должна подходить для потоков с сильными зонами рециркуляции. Для численного моделирования LES принят шаг по времени t = 0,000025 с длительностью до 0,75 с.

5.1. Применены граничные условия

Численные граничные условия выводятся путем измерений, чтобы обеспечить проверку числовых значений на основе имеющихся экспериментальных данных. Для текущего численного исследования рассматриваются средний коэффициент эквивалентности Φ = 1/λ = 0,88 (λ задается как фиксированный параметр избытка воздуха) и постоянная тепловая мощность Pth = 3,44 кВт. Для расчетов холодного течения плотность поддерживается постоянной, хотя она влияет на процесс горения. Для массовых потоков приняты следующие значения: $\dot{m}_{CH4}$ = 0,068 г/с, $\dot{m}_{\text{тангенс}}$ = 0,705 г/с, $\dot{m}_{\text{осевой}}$ = 0,628 г/с и $\dot{m}_{\text{тангенс}}$ = 1,2 г/с, соответствующие экспериментальным значениям. Областью охлаждения является $\dot{m}_{\text{тангенс}}$, определяемая заданием массового расхода и общей температуры на входе и атмосферного давления на выходе из горелки. Что касается меньшей области, используемой для моделирования сгорания, то в осевом направлении назначается один входной массовый поток, состоящий из предварительно смешанного топлива, аксиального и тангенциального воздуха. В случае LES в моделировании также использовался подход принудительного реагирования, вызывающий возбуждение волной давления на входе в камеру сгорания. Подаваемый сигнал представляет собой синусоидальный сигнал. В связи с тем, что при частоте возмущения 225 Гц в ходе измерений был зафиксирован острый пик термоакустических колебаний, эта же частота возбуждения использовалась и при моделировании. Формула, применяемая для колебаний массового расхода на геометрическом входе, показана в уравнении (4) .

$$\dot{m}_{м} = 0{,}001366 + 0{,}000035025\sin(2\pi \times 225 \times t) \quad (4)$$

Machine Translated by Google

Колеблющееся значение массового расхода 0,000035025 представляет собой почти 3% постоянного значения массового расхода 0,001366. В ходе численных расчетов сигналы давления регистрировались в различных точках пути потока. Стенки камеры сгорания были установлены как диабатические, принимая ту же температуру стекла, что и измеренная в экспериментах. Модель дискретных ординат (DO) также применяется для учета теплового излучения. В качестве модели течения у стенки принята усиленная обработка стенки (см. [24,25]), присвоив значение + y

= 3 вдоль стенок горелки.

5.2. Модели турбулентности и химии

В процесс горения метана и воздуха входит множество элементарных реакций и частиц . Чтобы снизить вычислительные затраты при расчетах сгорания CFD, необходимо уменьшить количество видов. Для описания химии метановоздушных смесей в литературе имеется несколько механизмов реакций. В данной работе для модели ЭД применяется двухшаговый механизм, введенный Уэстбруком [26] . Детальный механизм горения метана и воздуха GRI-3.0 принят и для случаев с огнеметной ре

Этот последний химический метод описан Smith et al. [27] для сжигания углеводородов и дополнительно подтверждено в литературе.

В рамках текущего исследования была проанализирована модель вихревой диссипации, и результаты сравниваются с подходами «пламенного» FGM и SLF.

Ламинарное пламя используется для моделирования турбулентного фронта пламени в формулах пламени. Плотность, температура и концентрация частиц получаются как результаты уравнений в каждом месте основной реакционной зоны ламинарного пламени. Доля смеси и скалярная диссипация используются в качестве основных параметров для определения концентраций топлива и окислителя. Функция плотности вероятности (PDF) объединяет мгновенные значения температуры и видов, полученные в результате расчета пламени с турбулентным потоком [24]. Для этого исследования для расчета коллектора пламени выбраны как предварительно смешанные, так и диффузионные факелы . Конечная скорость используется в качестве источника переменной прогресса. Подход взаимодействия турбулентности и химии в FGM описывается дисперсиями переменной прогресса и доли смеси.

6. Результаты

6.1. Холодный поток

Для случая холодного течения получено сходящееся решение с моделью турбулентности RNG k-ε . Модель турбулентности RNG k-ε с улучшенной обработкой стенок выбрана потому, что она подходит для потоков с малым Рейнольдсом. На рис . 7 показан профиль величины скорости холодного течения вдоль средней плоскости. Радиальный разрез поля скорости вводится для всех моделей холодного течения и горения из-за его осевой симметрии (ось горелки x = 0). С похожей, но неограниченной геометрией горелки, различные модели турбулентности и горения уже были исследованы в Fluent Фариско и др. [12].

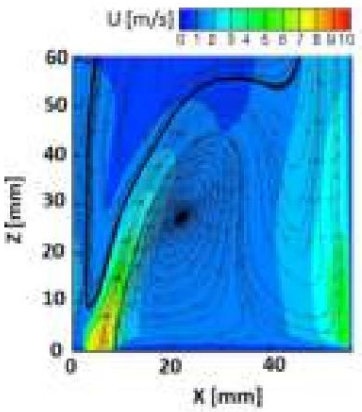


Рисунок 7. Профиль величины скорости для случая холодного течения с моделью турбулентности RNG k-ε.

Machine Translated by Google

Вихревое отверстие струи в зоне выходной горелки создает узкую форму профиля величины скорости. Наибольшие значения скорости около U = 7,5 м/с наблюдаются до d = 10 мм над горелкой. За пределами d = 15 мм над горелкой скорость в холодном потоке снижается до U = 3 м/с из-за отсутствия процессов горения , вызывающих расширение газа в этой области с повышенными абсолютными и тангенциальными скоростями. Численный профиль скорости холодного течения располагается вдоль центральной оси в отличие от случаев горения. Это связано с тем, что в горячих случаях набегающий поток ускоряется и отклоняется на фронте пламени. На отклонение потока в процессе горения влияют различия в плотности реагентов и продуктов, а также входящий угол закрутки потока . Для моделирования холодного потока с помощью модели турбулентности RNG k-ε полученное усредненное число закрутки представлено в таблице 1. На рисунке 8a представлен профиль осевой скорости холодного потока вдоль средней плоскости и на выходе из горелки (входная плоскость для моделирования горения). . На рисунке 8b показан двумерный профиль осевой скорости вдоль линии, проведенной в плоскости выхода из горелки. На рис . 9a показан контур величины скорости, полученный вдоль плоскости z на высоте 5 мм над отверстием сопла. Двумерный график, показанный на рисунке 9b, указывает на тенденцию скорости вдоль черной линии, показанной на рисунке 9a, в плоскости z = 5 мм. Величина скорости достигает самых высоких значений около 7,5 м/с в моделировании и представляет собой хорошее приближение по сравнению с измерениями. Величина скорости U = (7,67 ± 0,03) м/с была зафиксирована также в экспериментах (с модулем DANTEC Dynamics CTA 91C10, тремя компонентами при 150 кС/с, программным обеспечением StreameWare Pro и калибратором DANTEC PRO) для случая холодного течения при той же плоскости на 5 мм выше отверстия сопла. По этой причине этот текущий результат используется в качестве входных данных для следующего моделирования сгорания.

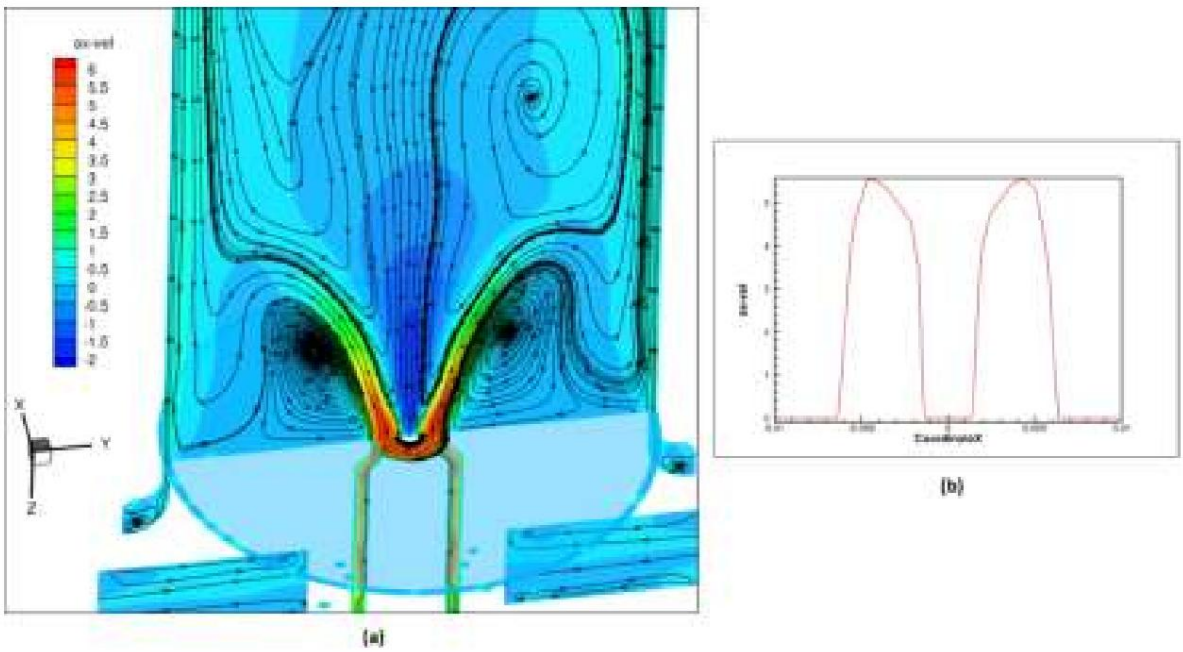


Рисунок 8. Профиль осевой скорости для случая холодного течения с моделью турбулентности RNG k-ε (a) и двухмерным графиком осевого профиля, установленным на входе в модели горения (b).

Machine Translated by Google

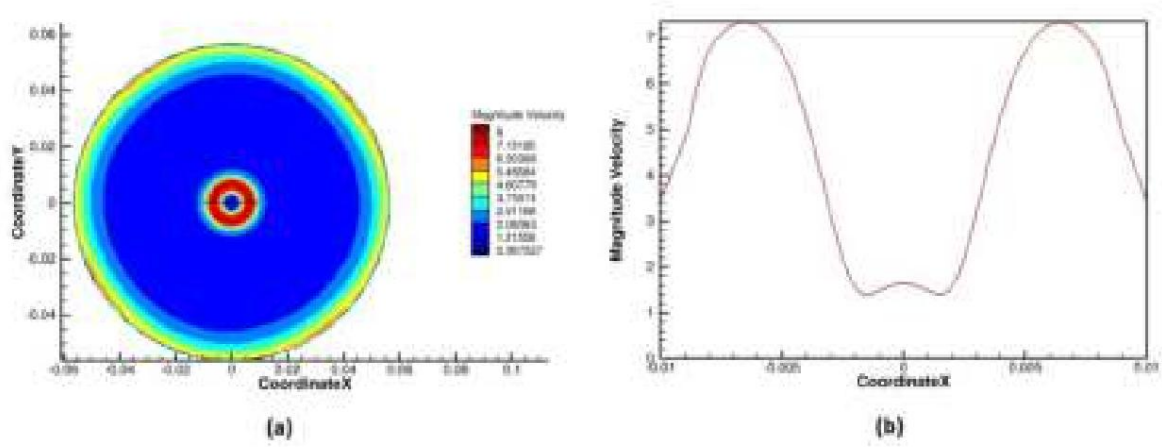


Рисунок 9. Профиль величины скорости для случая холодного течения с моделью турбулентности RNG k-ε в плоскости z = 5 мм (a) и 2D-график профиля величины скорости вдоль черной линии на плоскости z = 5 мм (б).

6.2. Горячий поток с использованием моделей сгорания

Что касается моделей сгорания, модель вихревой диссипации (EDM), устойчивая Частично смешанная модель Flamelet (SF) и модель генерируемого коллектора Flamelet (FGM) Применяются как предварительно смешанные, так и диффузионные подходы. Каждый из модели сгорания используются в сочетании со следующими моделями турбулентности: RNG k- с улучшенной обработкой стенки, k-ω и k-ω SST с низкими поправками Рейнольдса.

В Таблице 3 указаны значения числа вихрей, рассчитанные для всех используемых моделей горения и турбулентности. Подход Steady Flamelet показывает в целом наименьшее число вихрей. значения по сравнению со всеми моделями турбулентности. И EDM, и FGM представляют собой схожий вихрь. числа для моделей k- и SST с меньшими значениями, чем в экспериментальном случае. EDM и FGM как с предварительно смешанными, так и с диффузионными пламенами с моделью турбулентности k-ω. сохранить завитки по всему осевому направлению, демонстрируя точную аппроксимацию с экспериментальные значения. По этой причине показаны контурные графики скорости для EDM и FGM. в этом исследовании. Вместо FGM с диффузией выбрано FGM с предварительно смешанными флеймлетами. Flamelets, поскольку обе модели не показали существенных различий.

Таблица 3. Вихревое число для анализируемых моделей горения и турбулентности.

Эдди Диссипация	к-о	к-ω	ССТ
С	0,38505	0,605785	0,3929925
Устойчивый огнемет	к-о	к-ω	ССТ
С	0,36569	0,27741	0,36799
Предварительно смешанные КЖПО Огнелет	к-о	к-ω	ССТ
С	0,378645	0,5313975	0,3744125
Распространение КОЖПО Огнелет	к-о	к-ω	ССТ
С	0,3799175	0,523415	0,374775

Имелись данные о сжигании и проводились сравнения с экспериментами. для контуров температуры и тепловыделения. Вначале представлены контуры температуры и тепловыделения для ФГМ, поскольку числа вихря, рассчитанные для этого горени модель и k-ω представляют собой наиболее близкое приближение к экспериментальным значениям. Рисунок 10 показаны числовые профили температуры для LES и FGM как с k- , так и с k-ω. по сравнению с экспериментальными данными на рисунке 10a. Температурные контуры для FGM

Machine Translated by Google

и модели турбулентности SST k-ω опущены, поскольку они демонстрируют аналогичное поведение и значение числа завихрения по сравнению с моделью k- .

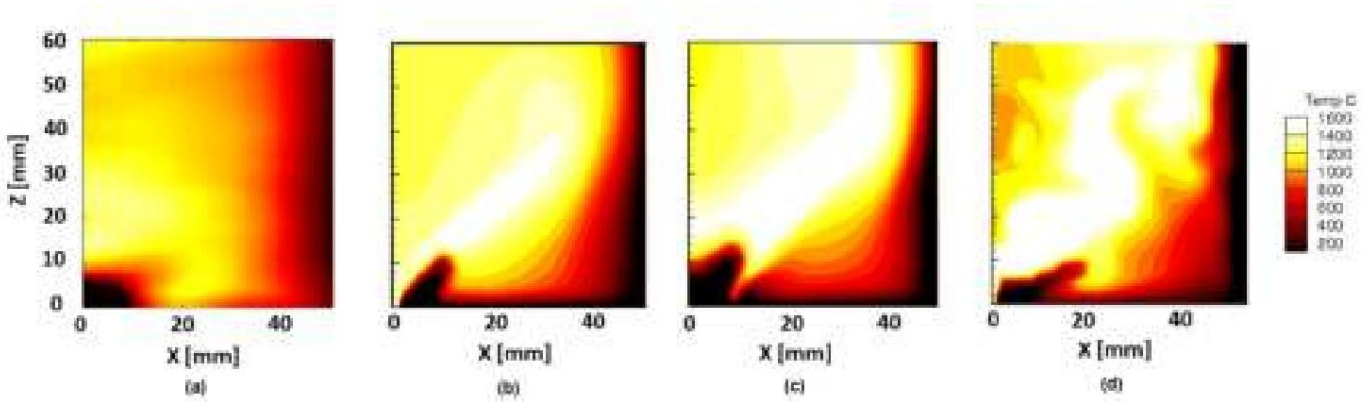


Рисунок 10. Профиль сравнения температуры потока, показанный для (а) экспериментов, (б) FGM, предварительно смешанного с RNG k-ε, (c) FGM , предварительно смешанного с k-ω и (d) LES.

Чтобы получить профиль температуры, более точный и похожий на численные эксперименты, к уже конвергентному моделированию FGM с предварительно смешанным флейлетом была добавлена модель радиации. Чтобы определить, какую модель излучения использовать, учитывался параметр оптической толщины:

$$\text{ОпТх} = \alpha L \quad (5)$$

где α = (ln(1))/S означает представительное поглощение, а L — характерная длина камеры сгорания. Коэффициент излучения домена обозначается буквой , а S — геометрический параметр домена (S = V/A), где V — общий объем домена, а A — общая поверхность домена. После оценки оптической толщины как OpTh = 0,049046 (коэффициент излучения, взятый из кварцевого стекла, которое использовалось для удержания в экспериментах), была выбрана модель дискретных ординат (DO), поскольку для нее требуется OpTh <

Численные поля температуры имеют максимальные значения, которые выше, чем экспериментальные исследования. Причина может быть связана с моделируемым процессом горения , в котором из-за вычислительных усилий необходимо принимать во внимание упрощенные и ограниченные химические реакции . В ходе моделирования было замечено, что радиационная модель DO снижает температуру примерно до 100 C по сравнению со случаем с адиабатическими стенками. Более того, при измерениях потери энергии из-за излучения составили всего 3% (см. ссылку на стр. 323 в [10]). По этой причине было бы более эффективно правильно смоделировать потери тепла через стены. В этом исследовании была установлена фиксированная температурная граница со значением, взятым из экспериментов, но в качестве следующего шага необходимо было бы провести анализ сопряженного теплопереносителя (CHT).

Основное различие, наблюдаемое на рисунках 10б,в, связано с формой пламени. Модель k- создает присоединенное V-образное пламя, а модель k-ω создает отдельное пламя M-образной формы. Все модели представляют поток типа II, генерирующий V-образное или M-образное пламя с углом около 45°, что указывает на ту же тенденцию, что и в экспериментах, показанных на рисунке 10a.

Усредненный профиль температуры для LES на рисунке 10d также показывает пламя с в целом точной формой и тенденцией по сравнению с экспериментами. Область, расположенная на осевом расстоянии от горелки выше d = 10–20 мм, показывает самые высокие значения температуры по сравнению с экспериментами. Эта область представляет собой основную зону реакции.

Как уже было показано в разделе «Структура вихревого течения», за счет разницы скорости и давления образуются значительные вихревые структуры, и из сдвигового слоя развивается вихревая спираль . Это связано с неустойчивостью Кельвина–Гельмольца. Этот вихрь вращается вокруг центральной линии, прежде чем разбиться на мелкие фрагменты. На рисунке 11 (слева) представлен срез вдоль оси симметрии с температурой в качестве контура для моделирования LES и изоповерхностей при

Machine Translated by Google

температура T = 1600 C. На рис . 11 (справа) представлен срез по оси симметрии с величиной завихренности в качестве контура для LES и изоповерхностей при величине завихренности ω = 2000 с-1 . LES обеспечивает лучшую точность с точки зрения большего разрешения вихревой структуры, как уже наблюдалось на рисунке 10d. Вокруг центральной оси отчетливо наблюдаются тороидальные вихри Кельвина–Гельмгольца . Моделирование LES демонстрирует развитие крупных вихрей и тороидальных изоповерхностей, которые быстро переходят в небольшие вихревые фрагменты.

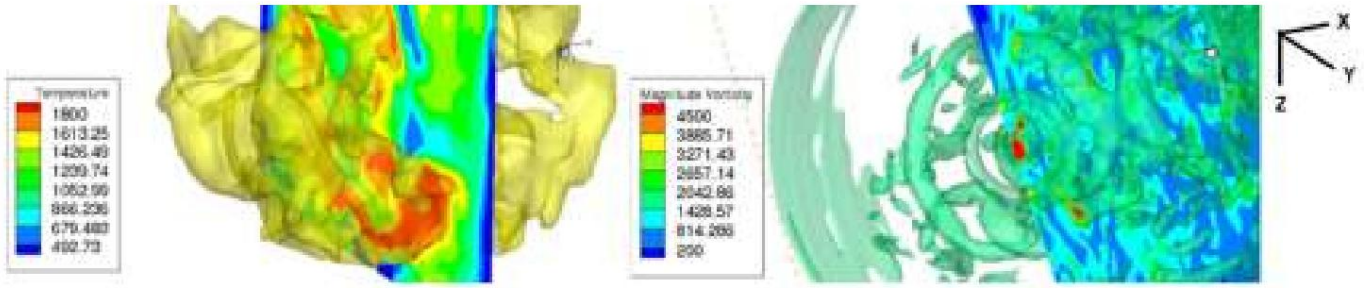


Рис. 11. Снимок изоповерхностей при температуре T = 1600 C (слева) и поверхности изовихревости ω = 2000 с-1 (справа) для LES.

Далее измеряется хемилюминесценция пламени, чтобы охарактеризовать общую структуру пламени. Выделение тепла в числовых значениях имеет другие единицы по сравнению с выделением OH* в экспериментах. По этой причине рассчитывается относительное значение при моделировании и может быть проведено качественное сравнение численных результатов с экспериментами . Для моделирования показан относительный профиль общего тепловыделения, чтобы обеспечить более четкое сравнение положения основной зоны реакции между численными данными и экспериментами.

На рисунке 12a представлена локальная амплитуда хемилюминесценции OH*, зафиксированная в [19]. Локальные данные были получены на основе экспериментальных данных прямой видимости с помощью преобразования Абеля. Хемилюминесценция OH* напоминает тепловыделение [28]. Как уже обсуждалось в разделе 5.2, результаты моделирования RANS представляют собой устойчивый поток, и они получены в качестве базовой линии для моделирования LES, где также учитывались колебания давления, как и в экспериментах. Таким образом, LES представляет собой последний численный шаг, который также включает частоту возмущения 225 Гц. На рис . 12a показан максимум тепловыделения, расположенный около x = 8 мм. В числовых значениях общее тепловыделение, соответствующее температурному контуру, показано для тестового примера FGM с k- и k-ω на рисунках 12b,c и для LES на рисунке 12d. В LES на рисунке 12d самые высокие значения тепловыделения расположены в аналогичном положении по сравнению с измерениями. Таким образом, моделирование LES показывает наиболее точное поведение потока и режим стабилизации по сравнению с экспериментами. Что касается моделирования RANS, одна из причин, которая могла бы объяснить производительность модели k-ω, связана с новой формулировкой модели Уилкокса, реализованной в ANSYS Fluent, которая уменьшила зависимость модели от свободного потока. Условия добычи были добавлены как в уравнения k , так и в уравнения ω , что повысило точность модели для прогнозирования потоков со свободным сдвигом. В этой настройке для модели k-ω также был включен член модификации с низким числом Рейнольдса, поскольку член с низким числом Рейнольдса может привести к задержке начала перехода пограничного слоя и, следовательно, представляет собой довольно точную модель для ламинарного перехода в турбулентный.

Модель RNG также была выбрана для подхода k- , поскольку она продемонстрировала существенные улучшения по сравнению со стандартной моделью, в которой характеристики потока включают сильную кривизну линий тока, вихри и вращение. Эта модель, вероятно, обеспечит наилучшую оценку сильного закрученного потока, тогда как настоящая горелка указывает на умеренный завихрение.

Machine Translated by Google

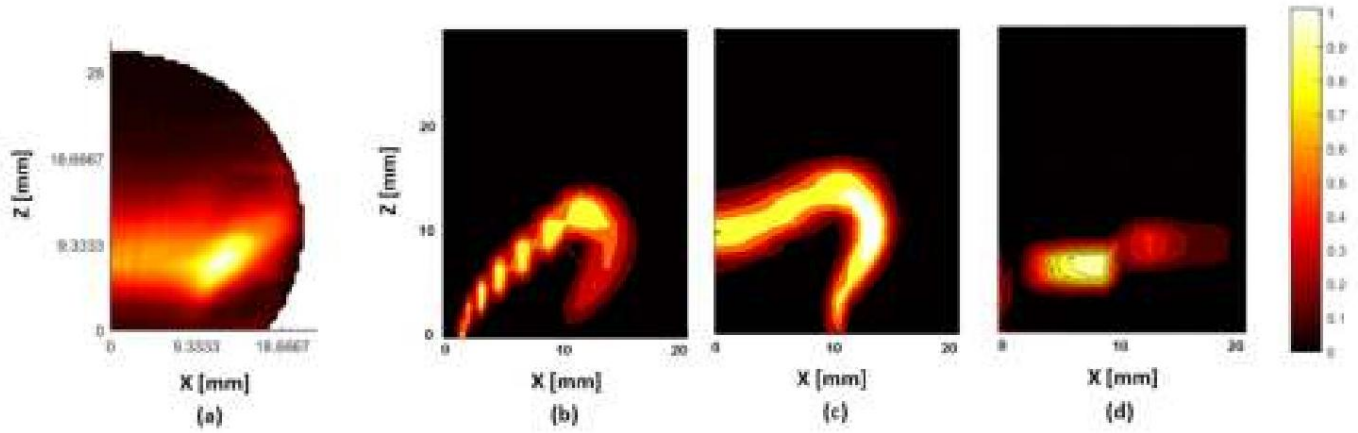


Рисунок 12. Профиль тепловыделения для сравнения потоков, показанный для (a) экспериментов по хемилюминесценции OH*, (b) FGM, предварительно смешанного с RNG k- , (c) FGM, предварительно смешанного с k-ω и (d) LES.

Переменная прогресса и ее отклонения добавляются к фракции смеси в числовой формулировке модели FGM. Эти включенные параметры могут влиять на расположение пламени в числовых значениях. Примечательно, что та же процедура RANS, примененная к незамкнутой горелке, привела к гораздо более высоким значениям температуры (см. статью Фариско и др. [12]). Этот результат может быть связан с тем, что решатель не смог правильно смоделировать достаточное вовлечение свежего окружающего воздуха, который охлаждает смесь в неограниченной конфигурации.

На рисунках 13 и 14 представлены профили осевой и тангенциальной скорости и линии тока для моделирования с помощью EDM и трех моделей турбулентности, проанализированных в этом исследовании: RNG k-ε, k-ω и k-ω SST, с низкими поправками Рейнольдса. Также показаны как осевая, так и тангенциальная компоненты скорости, поскольку число вихрей зависит от соотношения этих параметров.

На рисунке 13 показана схожая форма осевой скорости для моделей турбулентности k-ϵ и SST с более высокими общими значениями для модели k-φ. Модель k-ω представляет ядро вихревой структуры (C), выделенное на рисунке 13b , расположенное на большем осевом расстоянии от выхода горелки по сравнению с двумя другими моделями турбулентности. Такое поведение подчеркивает отрыв пламени в модели k-ω.

На рисунке 14 графики тангенциальной скорости не показывают существенных различий между различными моделями турбулентности, подчеркивая отрицательные значения скорости внутри внутренней зоны рециркуляции.

Аналогичная тенденция для контуров осевой скорости представлена на рисунке 15 для модели пламени с предварительно перемешанной смесью FGM с несколькими исследованными моделями турбулентности. Самые высокие скорости в FGM k-ω достигаются ниже по потоку выше d = 20 мм по сравнению с рисунком 13b. Напротив, две другие модели показывают наибольшую скорость вблизи оси горелки до d = 15 мм. Это приводит к более низким числам вихрей, оцененным для моделей k- и SST, по сравнению с k-ω.

Тангенциальная составляющая скорости для модели FGM опущена, поскольку она показывает ту же тенденцию, которая уже наблюдается на рисунке 14 для модели ED.

Machine Translated by Google

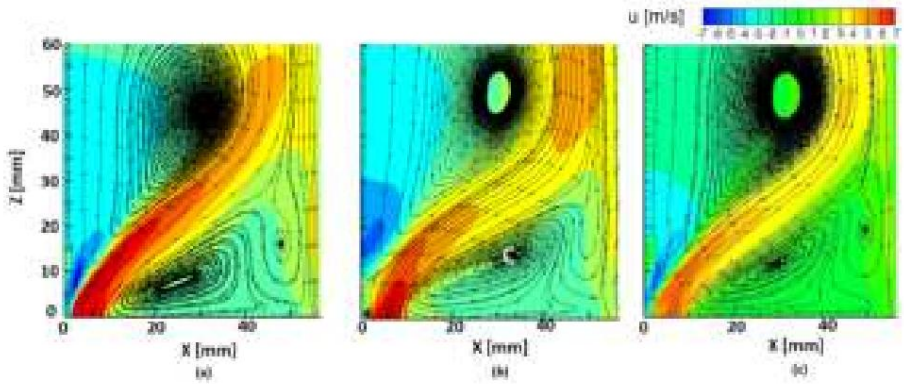


Рисунок 13. Сравнение профиля осевой скорости потока для модели горения ED и различных моделей турбулентности: (a) RNG k-ε, (b) k-ω и (c) SST.

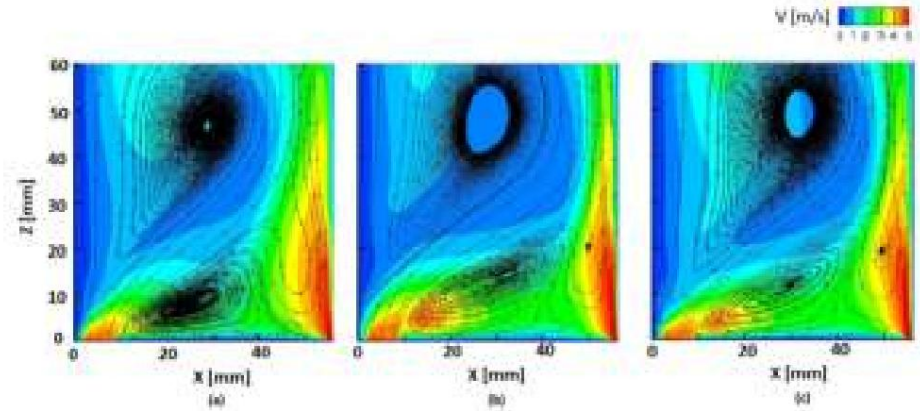


Рисунок 14. Сравнение потока и профиль тангенциальной скорости, показанный для модели горения ED и различных моделей турбулентности: (a) RNG k-ε, (b) k-ω и (c) SST.

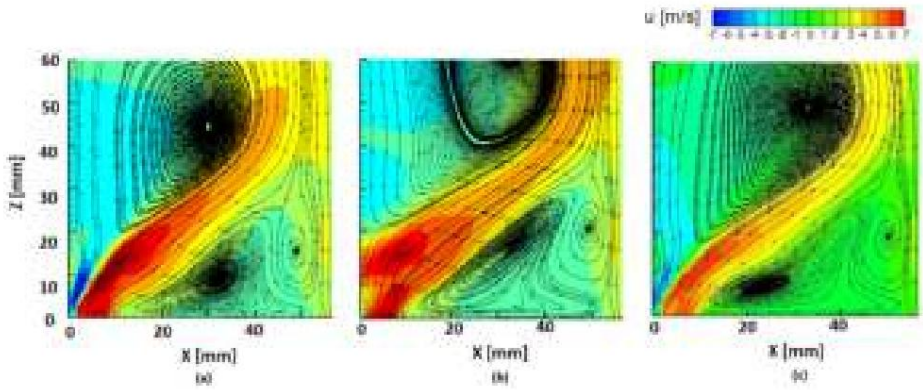


Рисунок 15. Профиль осевой скорости для сравнения потоков, показанный для предварительно смешанных моделей FGM и различных моделей турбулентности: (a) RNG k-ε, (b) k-ω и (c) SST.

На рисунке 16 показан профиль величины скорости для моделирования с использованием EDM и FGM. На рисунках 16a,б представлен контур величины скорости для ЭДМ с ГСЧ k-ε и k-ω. Моделью турбулентности SST сейчас пренебрегают, поскольку она представляет собой комбинацию двух предыдущих моделей, и ее результаты не показали существенных отличий по сравнению с другими моделями.

В ЭДМ как с моделями k- , так и с k-ω основная зона реакции расположена вблизи центральной оси вдоль выхода из горелки. Это можно объяснить тем, что модель ЭД основана на подходе быстрой химии, при котором реакция начинается при контакте реагентов . Область с наименьшими значениями скорости вокруг центральной оси горелки представляет собой

Machine Translated by Google

внутренняя зона рециркуляции или область разрушения вихря. K- на рисунке 16a представляет более высокую величину скорости в диапазоне d = 5–15 мм по сравнению с k-ω на рисунке 16b.

На рисунках 16c,d представлен контур абсолютной скорости для модели FGM, также с k-ε и k-ω. Модель K-ϱ указывает на аналогичное поведение для обеих моделей сгорания ED и FGM. Модель K- ω подчеркивает в FGM более широкую основную зону реакции, расположенную на большем осевом расстоянии (в диапазоне d = 10–25 мм), которая простирается до оси горелки на рисунке 16d. FGM с k-ω показывает также ядро вихревой структуры (C), расположенное на большем осевом расстоянии от выхода из горелки по сравнению с другими случаями. Отчетливо видно, что моделирование показывает течение типа II по номенклатуре Международного фонда исследований пламени со стабилизацией при внутренней рециркуляции, создающей V-образное или M-образное расширение пламени под углом 45 . На рисунке 11 , взятом из исследования [19], также представлены различные типы потока, наблюдаемые в ограниченной камере сгорания, анализируемой в настоящей статье, по сравнению с незамкнутым случаем. Эти результаты были получены с помощью измерения скорости с маркировкой плотности (DVT) и показывают разницу во внутренней рециркуляции между ограниченным пламенем, анализируемым в текущей статье, и неограниченным пламенем. Мы наблюдаем , что замкнутый случай имеет более сильную внутреннюю зону рециркуляции по сравнению с незамкнутым случаем. Подобный тип течения уже наблюдался на рисунке 12a, где положение тепловыделения подчеркивает также расширение пламени на угол около 40 .

И эксперименты, и моделирование показывают в текущем ограниченном случае тип потока II. со стабилизацией на внутренней рециркуляции.

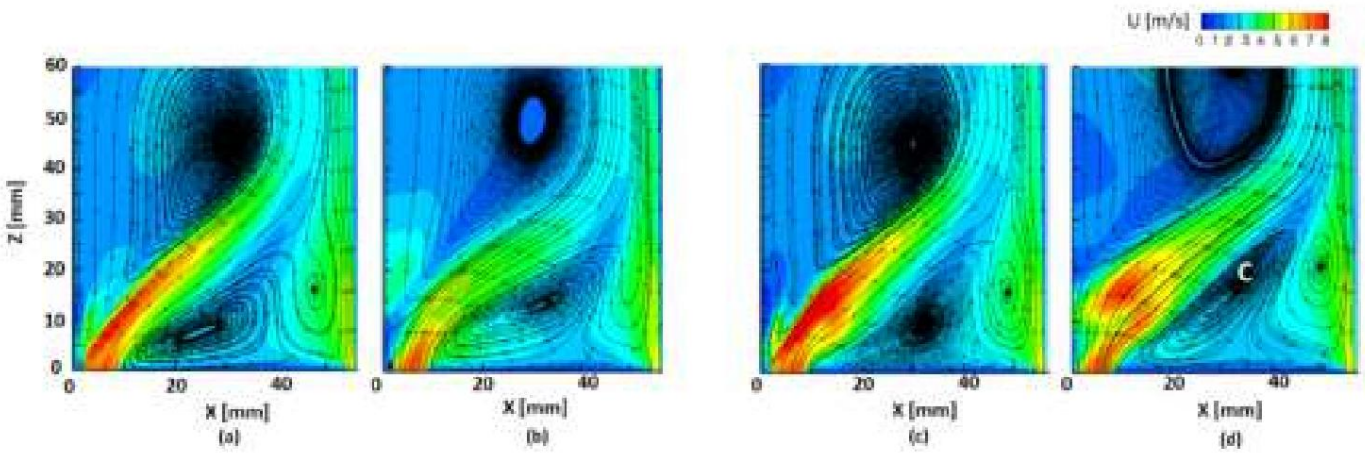


Рисунок 16. Профиль величины скорости для модели горения ED с (a) RNG k- , (b) k-ω и FGM с (c) RNG k- и (d) k-ω.

7. Выводы

Коммерческий код CFD ANSYS Fluent используется в этом исследовании для анализа конфигурации камеры сгорания со стабилизацией ограниченного вихря. Было сравнено несколько различных моделей турбулентности и горения, а численные результаты были проверены на основе имеющихся экспериментальных данных. Настоящее исследование представляет собой продолжение статьи Фариско и др. [12], где та же численная процедура RANS была применена к другой камере сгорания без ограничений. В этом случае никакие модели турбулентности и горения не смогли правильно предсказать тип течения и режим стабилизации пламени, а прогнозируемые значения температуры оказались слишком высокими по сравнению с экспериментами.

В настоящей работе было найдено лучшее согласие. Стационарные и нестационарные расчеты были проведены с целью проверки эффективности модели горения путем изучения профилей температуры и тепловыделения. Модель ED предсказывает, что основная область реакции будет находиться ближе к выходу из горелки, и это объясняется подходом бесконечно быстрой химии, используемым в качестве основы этой модели горения. Тот же результат подтверждается и результатами, показанными в [12] для неограниченной геометрии горелки.

Machine Translated by Google

Было обнаружено заметное улучшение по сравнению с предыдущим анализом в [12]. для связи модели горения FGM с моделью турбулентности k-ω, которая могла бы сохранить вихрь во всем осевом направлении, что приводит к точному приближению экспериментальных значений.

Этот подход RANS и особенно результаты LES продемонстрировали наиболее точные результаты. согласие по температуре и форме профиля тепловыделения с экспериментами.
Та же процедура RANS, примененная к предыдущей аналогичной, но неограниченной горелке, привела к при гораздо более высоких значениях температуры, что приводит к выводу, что решатель не в состоянии правильно моделировать достаточный приток свежего окружающего воздуха, охлаждающего газы сгорания.
Вместо этого в этом исследовании как RANS, так и особенно моделирование переходных процессов могут спрогнозировать основные характеристики горения для анализируемой камеры сгорания замкнутого типа.
В последующем исследовании будет проведено исследование с целью дальнейшего снижения эффект обратного потока на выходе из камеры сгорания в моделировании. Для этого

По этой причине далее будут проверены различные граничные условия на выходе из камеры сгорания. Более того, необходимо провести акустический анализ колебаний, влияющих на пламя и поле течения. выполняется более точным методом.

Вклад автора: концептуализация, FF, JW, WS и LC; методология, LC, FF, WS
и Свидетель Иеговы; программное обеспечение, LC и FF; валидация, FF, LC, WS и JW; формальный анализ, LC и FF; расследование, LC и FF; ресурсы, WS; курирование данных, FF и LC; письмо — первоначальный черновик подготовка, ФФ; написание — обзор и редактирование, FF, WS, JW и LC; визуализация, FF, WS, JW и ЛК; надзор, WS и JW; администрирование проекта, WS, JW и FF; приобретение финансирования,
JW Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Проект является проектом ведущего агентства DA-CH в сотрудничестве с Университетом Граца. Технология, Австрия и Технический университет Дрездена, Германия, и финансировался Австрийским Научный фонд FWF в рамках гранта № FWF-I2544-N30. Финансирование открытого доступа со стороны австрийской науки Фонд (ФВФ).

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; при сборе, анализе или интерпретации данных; в написании рукописи; или в решении опубликовать результаты.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

д	Длина пламени над выходом горелки (мм)
Д	Диаметр выхода горелки (мм)
ФД	Сдвиг частоты лазерного света (Гц)
ты	Величина скорости (м/с)
ты	Осевая составляющая скорости (м/с)
В	Тангенциальная составляющая скорости (м/с)
λ	Соотношение воздух/топливо (-)
Ф	Коэффициент эквивалентности (-)
CFD	Вычислительная гидродинамика
ДЕС	Отдельная симуляция вихря
ДЛЕ	Сухой-низкий уровень выбросов
ДЕЛАТЬ	Дискретные ординаты
ЭД	Эдди Диссипация
КО	Многообразие, генерируемое Flamelet
ФМ-ДГВ	Частотно-модулированная допплеровская глобальная велосиметрия
ИРЗ	Внутренняя зона рециркуляции
ЛЕС	Моделирование большого вихря
ЛИВ	Лазерная интерферометрическая виброметрия
ОРЗ	Внешняя зона рециркуляции
PDF	Функция плотности вероятности
ПИВ	Измерение скорости изображения частиц

Machine Translated by Google

БЫСТРЫЙ	Квадратичная восходящая интерполяция для конвективной кинематики;
РАЕН	Усредненный по Рейнольдсу Навье – Сток
САС	Масштабирование адаптивного моделирования
СЛФ	Устойчивый ламинарный огнемет

Ссылки

1. Лукка-Негро, О.; О'Доэрти, Т. Разрушение Vortex: обзор. Прог. Энергетическое возгорание. наук. 2001, 27, 431–481. [Перекрестная ссылка]
2. Хуанг Ю.; Ян, В. Динамика и стабильность сгорания обедненной предварительно смешанной смеси, стабилизированного вихрем. Прог. Энергетическое возгорание. наук. 2009, 35, 293–364. [Перекрестная ссылка]
3. Шуерманс, Б.Б.; Гютель, ХФ; Пеннелл, Д.; Гайо, Д.; Пашерайт, Д.О. Термоакустическое моделирование газовой турбины с использованием переноса функции измерены при полном давлении двигателя. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2010, 132, 111503. [CrossRef]
4. Петерлейтнер Дж.; Марн, А.; Войсетшлегер, Дж. Интерферометрическое исследование термоакустики в вихревом стабилизированном метановом пламени. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; ГТ2015-42743; ASME Turbo Expo: Монреаль, Квебек, Канада, 15–19 июня 2015 г.
5. Саттельмайер, Т.; Полифке, В. Оценка методов расчета линейной устойчивости камер сгорания. Сжечь. наук. Технол. 2003, 175, 453–476. [Перекрестная ссылка]
6. Лауэр, MRW. Определение распределения тепловыделения в турбулентном пламени методом хемилюминесцентной визуализации. доктор философии Диссертация, Мюнхенский технологический университет, Мюнхен, Германия, 2011 г.
7. Петерлейтнер Дж.; Стадлмайр, Невада; Войсетшлегер, Дж.; Саттельмайер, Т. Анализ измеренных функций переноса пламени с локально разрешенными флуктуациями плотности и данными OH-хемилюминесценции. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2016, 138, 031504. [CrossRef]
8. Петерлейтнер Дж.; Бассо, Р.; Хайтмейр, Ф.; Войсетшлегер, Дж.; Шлюсслер, Р.; Царске, Дж.; Фишер, А. Сравнение функций переноса пламени, полученных за счет хемилюминесценции и флуктуаций плотности. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; GT2016-57485; ASME Turbo Expo: Сеул, Корея, 13–17 июня 2016 г.
9. Балачандран Р.; Айула, Бо; Камински, К.; Даулинг, АР; Масторакос, Э. Экспериментальное исследование нелинейной реакции турбулентного пламени предварительной смеси на налагаемые колебания скорости на входе. Сжечь. Пламя 2005, 143, 37–55. [Перекрестная ссылка]
10. Грайфенхаген, Ф.; Петерлейтнер, Дж.; Войсетшлегер, Дж.; Фишер, А.; Гюртлер, Дж.; Царске, Дж. Обсуждение лазерной интерферометрической виброметрии для определения флуктуаций тепловыделения в неограниченном, стабилизированном вихрем пламени. Сжечь. Пламя 2018, 201, 315–327. [Перекрестная ссылка]
11. Грайфенхаген, Ф.; Войсетшлегер, Дж.; Гюртлер, Дж.; Кушмирц, Р.; Царске, Дж. Полноугольная лазерная интерферометрическая виброметрия на базе камеры для диагностики горения. В материалах 19-го Международного симпозиума по применению лазерных методов и методов визуализации в механике жидкости, Лиссабон, Португалия, 16–19 июля 2018 г.
12. Фариско, Ф.; Нотч, П.; Прилер, Р.; Грайффенхаген, Ф.; Войсетшлегер, Дж.; Хайтмейр, Ф.; Хохенауэр, К. Численное исследование метановой горелки со стабилизацией завихрения и подтверждение экспериментальными данными. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; ГТ2019-90452; ASME Turbo Expo: Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.
13. Абу-Таук А.; Уиддон, Р.; Зигфрид, ИК; Эрикссон, Л.Э. Исследование CFD гибкой топливной горелки с вихревой стабилизацией, использующей метаново-воздушную смесь для газовых турбин. В материалах конференции ISABE, Гетеборг, Швеция, 12–16 сентября 2011 г.; стр. 2011–2122.
14. Хациапостолу, А.; Орфанудакис, Н.Г.; Куку, МК; Раптис, Г. CFD-моделирование вихрево-стабилизированного пламени, создаваемого камерой сгорания лабораторного масштаба. выбор модели турбулентности. В материалах 4-й Международной конференции WSEAS по теплопередаче, теплотехнике и окружающей среде, Элунда, Греция, 21–23 августа 2006 г.; стр. 83–88.
15. Ван Ойен, Дж.А.; Донини, А.; Бастианс, RJM; тен Тидже Бунккамп, JHM; де Гой, LPH Новейшие достижения в моделировании сгорания предварительно смешанной смеси с использованием коллекторов, генерируемых пламенем. Прог. Энергетическое возгорание. наук. 2016, 57, 30–74. [Перекрестная ссылка]
16. Пуджелли, С.; Бертини, Д.; Маццеи, Л.; Андреини, А. Масштабно-адаптивное моделирование струйного пламени, стабилизированного вихрем, с использованием Flamelet. Сгенерированное многообразие. Energy Procedia 2016, 101, 1143–1150. [Перекрестная ссылка]
17. Магнуссен, БФ; Хьертагер, Б.Х. О математическом моделировании турбулентного горения с особым упором на образование сажи и горение. На (Международном) симпозиуме по горению; Elsevier: Амстердам, Нидерланды, 1977 г.; Том 16, стр. 719–729.
18. Питерс, Н. Модели ламинарно-диффузионного пламени в турбулентном горении без предварительного смешивания. Прог. Энергетическое возгорание. наук. 1984, 10, 319–339. [Перекрестная ссылка]
19. Грайффенхаген, Дж.; Войсетшлегер, А.; Гюртлер, Дж.; Царске, Дж. Количественное измерение флуктуаций плотности с помощью полнопольного лазерного интерферометрического виброметра. Эксп. Жидкости 2020, 61, 1–15.
20. Кандел, С.; Дюрокс, Д.; Шуллер, Т.; Бургуэн, Ж.; Моек, Дж. П. Динамика закрученного пламени. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2014, 46, 147–173. [Перекрестная ссылка]
21. Ихэн Т. Экспериментальные и численные исследования пламени, стабилизированного вихревым потоком и обтекаемым телом: структуры пламени и нестабильность пламени. доктор философии Диссертация, Лундский университет, Лунд, Швеция, октябрь 2017 г.
22. Бомпелли, Р.К. Выброс обедненной смеси и его надежное определение. доктор философии Диссертация, Технологический институт Джорджии, Атланта, Джорджия, США, май 2013 г.
23. АНСИС. Краткое руководство по настройке моделирования типа LES; ANSYS FLUENT версия 1.4; Подготовил и составил Алексей. Герасимов; ANSYS Швеция AB: Стокгольм, Швеция, 2016 г.
24. АНСИС. Теоретическое руководство по ANSYS FLUENT; ANSYS FLUENT версия 14.5; ANSYS: Кэнонсбург, Пенсильвания, США, 2012 г.

Machine Translated by Google

25. Таннебергер Т.; Райхель, Т.Г.; Крюгер, О.; Терхаар, С.; Пашерайт, К.О. Численное исследование поля течения и смешения в вихревой горелке с незакрученной осевой струей. На выставке ASME Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; ГТ2015-43382; ASME Turbo Expo: Монреаль, Квебек, Канада, 15–19 июня 2015 г.
26. УэстБрук, КК; Драйер, Флорида. Упрощенный механизм реакции окисления углеводородного топлива в огне. Сжечь. наук. Технол. 1981, 27, 31–43. [Перекрестная ссылка]
27. Смит, врач общей практики; Золотой, ДМ; Френклах, М.; Мориарти, Северо-Запад; Эйтенир, Б.; Гольденберг, МС; Боуман, Т.; Хэнсон, РК; Песня, С.; Гардинер, WC; и др. GRI-Mex. Доступно онлайн: http://www.me.berkeley.edu/grimech/. (по состоянию на 20 января 2021 г.).
28. Хардалупас, Ю.; Орейн, М. Локальные измерения зависящей от времени скорости тепловыделения и коэффициента эквивалентности с использованием хемилюмо-зарождающееся излучение пламени. Сжечь. Пламя 2004, 139, 188–207. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Перенос закрученных волн энтропии через аксиальную линию † Статор турбины

Андреа Нотаристефано и Паоло Гаэтани *

Департамент энергетики Миланского политехнического университета, 20156 Милан, Италия; andrea.notaristefano@polimi.it
* Адрес для переписки: paolo.gaetani@polimi.it † Этот
документ представляет собой расширенную версию нашего материала для 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Перенос энтропийных волн и их влияние на аэродинамику сцены до сих пор остаются открытыми вопросами. В этой статье показаны результаты экспериментальной кампании, посвященной адвекции закрученных волн энтропии через статор осевой турбины. Целью исследования является количественная оценка аэродинамического воздействия закрученных волн энтропии на первое сопло и характеристика их переноса. Возмущение генерируется новым генератором энтропийных волн, который обеспечивает широкий набор различных параметров инжекции. Устройство вводит возмущение в осевом направлении, исследуются четыре различных положения синхронизации. Измерения показывают сильное температурное затухание закрученной волны энтропии на выходе статора. Местоположение высокой температуры меняется с положением впрыска в результате различного взаимодействия с вторичными потоками статора. В зависимости от положения впрыска аэродинамическое поле потока сильно возмущается профилем впрыскиваемого завихрения, вместо этого эффект энтропийной волны пренебрежимо мал.

Ключевые слова: энтропийная волна; закрученная волна энтропии; взаимодействие камеры сгорания и турбины; статор; турбина высокого давления

Цитирование: Нотаристефано А.; Гаэтани, П. Транспорт закрученных волн энтропии через осевой статор турбины. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 45. https://doi.org/10.3390/ijtpp6040045 .

Академический редактор: Марчелло Манна

Поступила: 24 мая 2021 г.
Принято: 19 ноября 2021 г.
Опубликовано: 26 ноября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Взаимодействие камеры сгорания и турбины — это тема исследования, которую необходимо изучить, чтобы понять все связанные с ней явления. В авиационных двигателях строгие требования по минимизации расхода топлива требуют полного знания физики потока для улучшения конструкции, поэтому нельзя пренебрегать эффектами, связанными с взаимодействием камеры сгорания и турбины. Современные камеры сгорания на обедненной смеси характеризуются нестационарной скоростью тепловыделения, что в сочетании с сильным вихревым движением приводит к значительным неравномерностям скорости и температуры [1,2]. Последнее состоит в температурных возмущениях, называемых горячей полосой или энтропийной волной (ЭВ), в зависимости от того, являются ли они устойчивыми или нестационарными соответственно. Неоднородности, возникающие внутри камеры сгорания, переносятся в сторону турбины, сохраняя свою интенсивность и прочность, как показали в своих исследованиях [3,4] . Внесение вышеупомянутых возмущений в 1-ю ступень турбины создает значительные проблемы, которые приходится учитывать разработчикам турбины. Во-первых, на аэродинамическое поле течения сильно влияют профиль закрутки [5,6] и температурные возмущения [7]. Непосредственное влияние модифицированного аэротермического поля касается теплопередачи лопатки [6,8] , которая существенно изменяется, поэтому при проектировании охлаждения лопатки необходимо учитывать неоднородности камеры сгорания. Наконец, ускорение завихренности и температурных возмущений способствует возникновению шума непрямого сгорания [9], который считается существенным источником ш

Хотя существует несколько работ, в которых представлен и обсужден эффект инжекции вихревого профиля [10], горячих полос [11,12] и энтропийных волн [13,14], насколько известно авторам, нет опубликованных экспериментальных исследований, которые сочетали бы эффекты профиль закрутки и нестационарное температурное возмущение (ВВ) в кольцевом каскаде турбин. Единственная экспериментальная кампания, близкая к нынешней, была проведена в Оксфордском университ

Machine Translated by Google

и он основан на симуляторе камеры сгорания, разработанном Адамсом и др. [15]: эта кампания сочетает в себе генерацию вихревого профиля с устойчивым температурным возмущением [16]. По данным Ханала и др. В [17] вычислительном исследовании наложение отдельных случаев, учитывающих либо профиль завихрения, либо температурное возмущение, приводит к ошибочным результатам, поэтому их следует рассматривать вместе, поскольку их эффекты сильно нелинейны.

В данной работе экспериментальное исследование взаимодействия камеры сгорания с турбиной проводится на турбинном стенде Миланского политехнического университета. Установка оснащена имитатором камеры сгорания новой конструкции, способным воспроизводить типичные для двигателя условия на входе в турбину, сочетая в себе создание вихревого профиля и EW. Условия на выходе первого статора тщательно анализируются и отображаются результаты. Стационарные аэродинамические измерения проводятся с помощью датчика давления с 5 отверстиями, тогда как быстродействующая микротермопара S-типа используется для характеристики нестационарного температурного поля. Имитатор камеры сгорания перемещается по азимуту, чтобы ввести возмущение в четыре различных относительных положения статора, т.е. на передней кромке, в середине шага, на стороне всасывания и на стороне нагнетания. Кроме того, волна энтропии вводится на двух разных частотах, т.е. 10 и 110 Гц, выбранных как наиболее репрезентативные. На этих частотах отношение пиковой и средней температуры потока составляет примерно 1,3 при 10 Гц и 1,08 при 110 Гц. Эти значения сопоставимы с другими работами [3,18,19] , где были разработаны модели для прогнозирования дисперсии РЭБ. Эти авторы сходятся во мнении, что чем выше частота, тем выше диссипация ЭВ, вызванная диффузией и дисперсией внутри канала от камеры сгорания до входа в турбину. Таким образом, ожидается, что ЭВ сохранит значительную величину на входе в турбину только на низких частотах: 10 и 110 Гц, по-видимому, соответствуют предыдущему утверждению, как также пока

Геометрия имитатора камеры сгорания позволяет проводить эксперименты только с инжекцией вихревого профиля, тогда как выделение энтропийной волны невозможно. Поэтому первое дело также расследуется. Для сравнения последний рассмотренный случай относится к однородной ситуации, когда не вводится ни профиль завихрения, ни волна энтропии.

После краткого описания испытательного стенда и EWG описываются методы измерения. Показаны основные особенности входного возмущения и, наконец, обсуждаются измерения на выходе статора.

2. Материалы и методы.

2.1. Испытательная установка и генератор энтропийных волн

Экспериментальная кампания проводилась на высокоскоростном испытательном стенде с замкнутым контуром в Лаборатории гидравлических машин (Миланский политехнический университет, Милан, Италия). Центробежный компрессор питает контур, позволяя задавать массовый расход и условия на входе в турбину. Между компрессором и турбиной установлен охладитель для регулирования режима потока на входе в турбину. Турбина является одноступенчатой и представляет собой ступень турбины высокого давления. На рисунке 1A показан меридиональный вид испытательного стенда турбины. Лопасти лопаток имеют наклонную геометрию с углом наклона 12 , более подробную информацию о принципе работы испытательной установки можно найти у Gaetani et al. [21].

В условиях эксплуатации, проанализированных в этой статье, используется коэффициент расширения 1,4, что означает дозвуковые условия на всей ступени. Число Маха на выходе статора в середине пролета близко к 0,6 с числом Рейнольдса 9 × 105 , исходя из хорды статора; среднее относительное число Маха на выходе из ротора составляет 0,45 с числом Рейнольдса 5 × 105 в зависимости от хорды ротора. Аэродинамика турбины в этом состоянии хорошо известна в результате обширных предыдущих исследований [21]. Основные параметры условий эксплуатации и геометрия лопаток приведены в таблице 1.

Machine Translated by Google

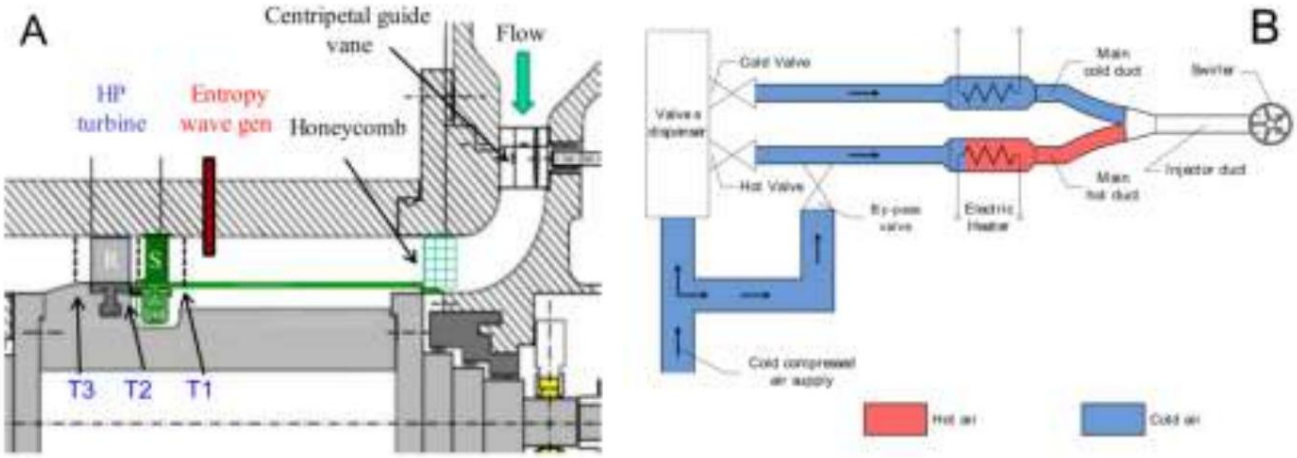


Рис. 1. Меридиональный вид турбины (А) и схема ЭРГ (Б).

Таблица 1. Геометрия турбины и условия эксплуатации.

Операционная Состояние	β	n (об/мин)	. м (кг/с)	ТТ,ин(К)
	1,4	7000	3,78	313
Геометрия	хм)	тц/ч	Дм (мм)	Зазор/Сх,v
	50	0,02	350	1.00
Ряды лезвий	Нб	σ	AP	θ
Флюгер	22	1.20	0,83	75,2
Ротор	25	1,25	0,91	115,3

Симулятор камеры сгорания, называемый генератором энтропийных волн (EWG) и показанный на рисунке 1B, размещается перед статором для проведения экспериментов, направленных на определение характеристик взаимодействие камеры сгорания и турбины. EWG вводит волну энтропии (EW) по потоку. направлении через специально разработанный инжектор. Генератор завихрителя, расположенный на форсунке. Выходное отверстие создает вихревой профиль, который приводит во вращение как основной поток воздуха, так и частично РЭБ. Принцип работы EWG прост: два автомобильных клапана подают поочередно. два воздуховода, один из которых оснащен электронагревателем для нагрева проходящего через него воздуха. Затем в головке форсунки соединяются два канала, которые впрыскивают EW в турбину. Этот новый EWG, подробно описанный в [20], позволяет настраивать различные параметры: клапаны частота, которая соответствует частоте колебаний EW, рабочему циклу клапана, давление подачи и мощность нагревателя. Для каждой частоты вышеупомянутые параметры настроены так, чтобы гарантировать наилучшее проникновение EW в основной поток и самое высокое значение температуры от пика до минимума.

Аэродинамические измерения проводятся с использованием всего трех ЭРГ ради простота. Несмотря на то, что на испытательном стенде могут разместиться одиннадцать форсунок, одна из двух статорных. лопастей, использование трех ЭРГ требует проведения измерений на центральном, чтобы удовлетворяют азимутальной периодичности. EW вводится в средний пролет лопасти в четырех разных точках. положения по окружности относительно лопатки статора (рис. 2): средний шаг, опережающее край, сторона давления и сторона всасывания. Выходное отверстие форсунки находится на расстоянии 50 мм от статора. передний край, как показано на рисунке 2.

Machine Translated by Google

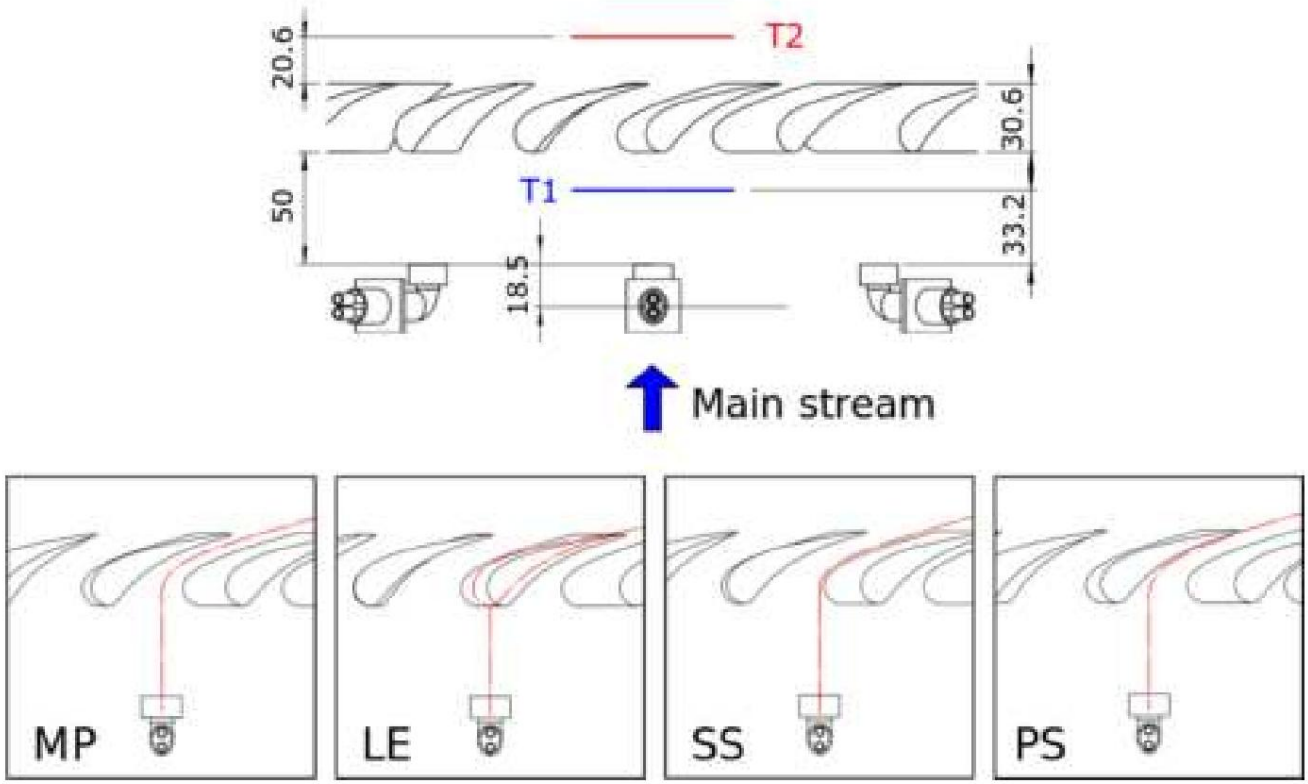


Рисунок 2. Настройка EWG. Вверху: основные геометрические расстояния. Внизу: позиции инъекции.

2.2. Измерительные

устройства Этот раздел состоит из двух подразделов: первый описывает измерительную установку турбины и EWG, второй знакомит с датчиками, которые используются для характеристики поля потока.

2.2.1. Настройка турбины и EWG

Полное давление на входе в турбину измеряется датчиком полного давления с размером головки 0,5 мм и погрешностью 60 Па. Интенсивность турбулентности набегающего потока на входе 2,5% измеряется датчиком с горячей проволокой. Общая температура на входе измеряется термопарой типа K. На выходе ротора термопара T-типа измеряет общую температуру, датчик давления серии Kulite XT190 (Kulite, Леония, Нью-Джерси, США) измеряет статическое давление. Трубка Вентури дает информацию о массовом расходе с погрешностью 1%.

EWG полностью оборудован для измерения свойств потока, необходимых для целей управления. Термопара T-типа измеряет температуру приточного воздуха EWG, а датчик давления Kulite XT190 (полная шкала 50 фунтов на квадратный дюйм) — общее давление. Калиброванное сопло дает информацию о массовом расходе с учетом перепада давления, измеренного датчиком Kulite XT190 (полная шкала 10 фунтов на квадратный дюйм). Температура на выходе нагревателя измеряется термопарой типа K: эта величина используется для контроля электропитания нагревателя. Чтобы гарантировать выключение нагревателей при отсутствии прохождения воздуха, Kulite XT190 (полная шкала 50 фунтов на квадратный дюйм) измеряет разницу давлений между давлением на входе в нагреватель и статическим давлением турбины. Датчик Kulite XT190 (полная шкала 10 фунтов на квадратный дюйм) измеряет давление в холодном воздуховоде, который используется в качестве триггерного сигнала для усреднения по фазе нестационар Датчики давления имеют погрешность 0,1% по всей шкале, тогда как погрешность термопар составляет 0,2 К.

2.2.2. Измерения поля потока

Для определения характеристик расхода используются несколько датчиков. Они установлены на шаговом двигателе, который позволяет проводить измерения на разных интервалах, вместо статора и

Machine Translated by Google

Кольцевое пространство EWG перемещается синхронно в окружном направлении для завершения перемещения. Измерительная сетка охватывает два лопаточных прохода, что составляет около 32,5 для обеспечения полной периодичности, т.е. шага имитатора камеры сгорания в два раза больше шага статора. Анализируются четыре различных положения EWG относительно статора (см. рисунок 2):

1. LE: выровнено по передней кромке статора; 2. PS:
на 1/3 шага ближе к напорной стороне; 3. МП: на средней
высоте; 4. SS: на 1/3 шага
ближе к стороне всасывания.

Траверсирующие датчики расположены примерно на 67,3% осевой хорды статора после задней кромки статора. Измерения нестационарной температуры проводятся с помощью быстродействующей миниатюрной термопары S-типа с размером спая 25,4 мкм. Зонд калибруется в печи и в ударной трубе и демонстрирует приборный отклик 1-го порядка с постоянной времени 2,4 мс. Измерения температуры компенсируются с помощью передаточной функции. Расширенная погрешность этого датчика составляет ±0,3 K.

Стационарное аэродинамическое поле потока измеряется датчиком давления с 5 отверстиями, который способен реконструировать трехмерное поле потока. Зонд имеет размер головки 1,4 мм и калибруется в эталонном сопле в диапазоне чисел Маха от 0,2 до 0,8. В среднем зонд демонстрирует погрешность 0,15° для углов потока, 80 Па для общего давления и 40 Па для статического давления. Подробный анализ определения этих неопределенностей можно найти в [22].

3. Результаты и обсуждение.

3.1. Генерируемые помехи

В этом разделе вносимое в статор возмущение характеризуется для двух интересующих частот: 10 и 110 Гц. Это самые низкие и самые высокие частоты соответственно из пяти протестированных частот, которые выбраны в качестве репрезентативных. Полную оценку поля течения ниже ЭРГ можно найти в [20]. Для каждой частоты можно установить наилучшее сочетание давления подачи, рабочего цикла клапанов и мощности нагревателя, чтобы максимизировать проникновение EW и разницу между пиковыми и минимальными температурами, сохраняя при этом тот же усредненный импульс. Параметры, полученные в результате вышеупомянутой максимизации, можно найти в Таблице 2 для двух интересующих частот. Первое из двух чисел строки «Рабочий цикл» относится к горячему периоду, а второе относится к времени холодного впрыска, поэтому клапаны модулируются так, чтобы иметь более длительное время холодного впрыска, чем горячего.

Таблица 2. Параметры закачки ЭРГ.

Частота (Гц)	10 Гц	110 Гц
Рабочий цикл	40–60	35–65
Давление подачи (бар изб.)	1,2	0,7
Мощность нагревателя (Вт)	600	600

Кроме случаев «10 Гц» и «110 Гц», для лучшего сравнения и анализа результатов, рассматриваются еще два случая: первый («ЭРГ выключен»), при котором форсунка размещена, но ЭРГ выключен, т.е. вводится профиль закрутки; второй («Очистка») исследует однородное состояние при снятой форсунке, поэтому помех не возникает.

На рисунке 3 показано измеренное температурное возмущение, создаваемое ЭРГ. Контуры средней температуры (кадры A и B) показывают, что средняя температура одинакова для двух частот, но выше для случая «110 Гц». Несмотря на то, что EW вводится в середине размаха, закрученное движение переносит в радиальном направлении вверх температурное возмущение, пик которого приходится на 65% размаха лопасти, на 8 мм выше середины размаха. Если частота не оказывает существенного влияния на среднюю температуру, она резко меняет разницу температур между пиком и минимумом (кадры C и D) из-за интенсивного процесса смешивания, происходящего на высокой частоте, как обсуждалось в [20]. В целом локальные максимальные и минимальные температуры составляют 70 K при 10 Гц и 25 K при 110 Гц. Отношение пиковой и средней температуры состав

Machine Translated by Google

при 10 Гц и 1,08 при 110 Гц, и они сопоставимы с другими имитаторами камеры сгорания, описанными в литературе [3,18,19].

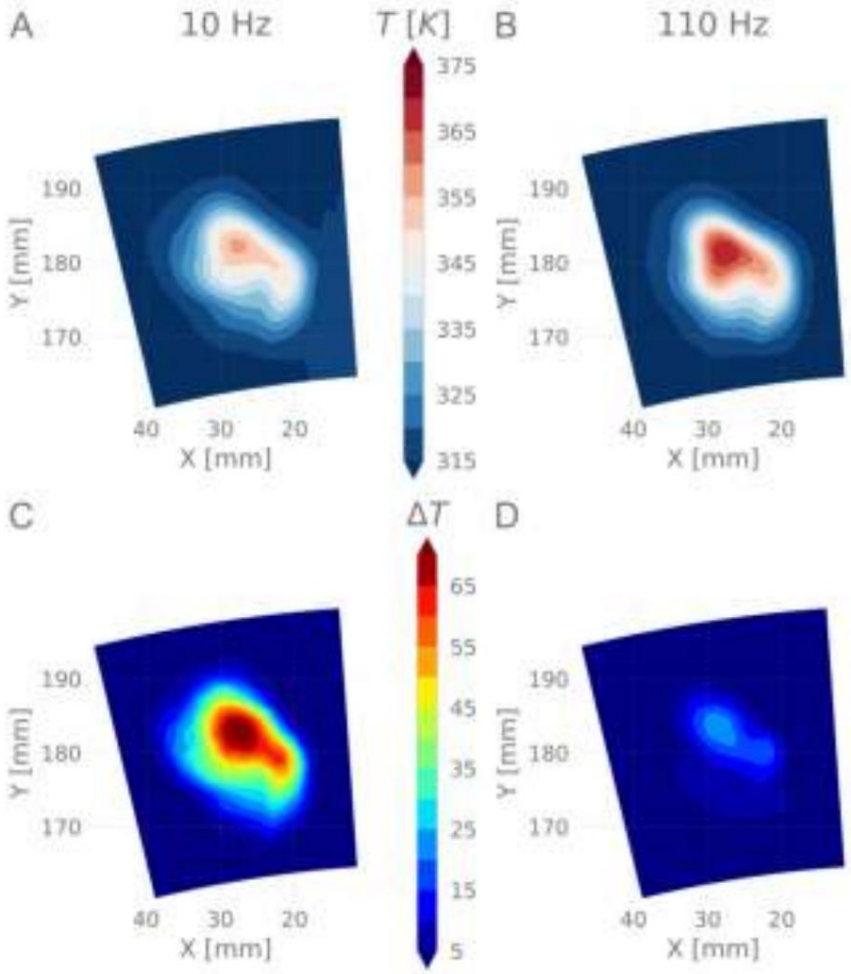


Рисунок 3. Оценка возмущений, создаваемых EWG (плоскость T1). Контурные графики: общая температура в кадрах (A,B); значение температуры от пика до минимума в (C,D). (A,C) Случай «10 Гц»; (B,D) Случай «110 Гц».

Поле аэродинамического течения показано на рисунке 4, где показаны контуры полного давления и векторы скорости для случаев «10 Гц», «ЭРГ выключен» и «110 Гц». Векторы скорости свидетельствуют о формировании четко выраженного вихря с центральной зоной рециркуляции, типичной для интенсивных закрученных потоков [23]. Число вихря, рассчитанное с помощью корреляции, показанной в [24], составляет 0,6, что согласуется с расчетами на основе экспериментальных данных. Кроме того, генерируемый вихрь имеет углы закрутки примерно ±50 . Два пика общего давления приходится отнести на счет выходящих из форсунки горячих и холодных струй, которые не полностью смешались с основным потоком. Такой вывод следует из сравнения случаев «10 Гц» и «110 Гц» с «ЭРГ выключен»: при работе ЭРГ общее давление имеет более высокие значения, чем при закрутке только основного потока. Результаты рисунка 4 согласуются с таблицей 2: давление EW больше для слу

Более того, сравнение случаев введения РЭБ и случая «выключения ЭВГ» подчеркивает стабилизацию и усиление вихря. Стабилизация достигается за счет осевого впрыска, который позволяет избежать или, по крайней мере, уменьшить рециркуляцию в ядре вихря. Кроме того, впрыск ЭВ увеличивает массовый расход, вращающийся в завихрителя-генераторе, тем самым увеличивая его силу.

Machine Translated by Google

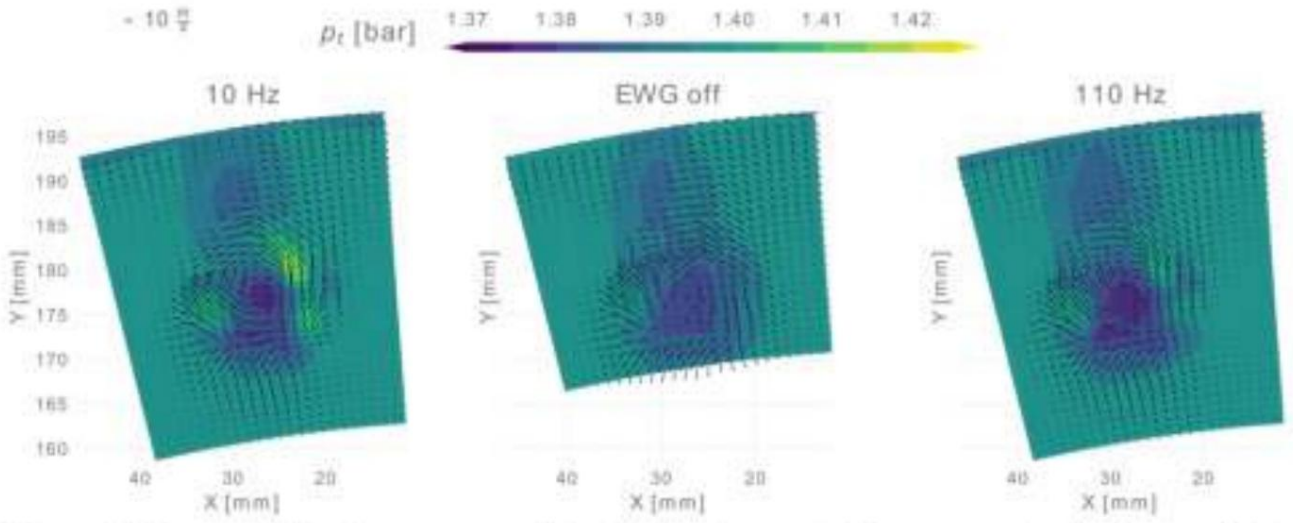


Рисунок 4. Оценка возмущений, создаваемых EWG (плоскость T1). Поле общего давления в виде контура, а величины скоростей в виде векторов (вид перед инжектором). Слева направо: варианты «10 Гц», «EWG выключен» и «110 Гц».

Наконец, неизбежным недостатком используемой форсунки является значительный след, выбрасываемый штоком. Однако предыдущие экспериментальные кампании в аэродинамической трубе показали, что след полностью поглощается на передней кромке статора [20]. Таким образом, вышеупомянутые особенности потока генерируемого вихря делают генерируемый вихрь сравнимым с тем, что описано в литературе [16,17,25,26].

3.2. Измерения выходного статора

В этом разделе показаны и обсуждаются измерения поля потока после статора. Раздел разделен на подразделы, в каждом из которых показаны результаты, полученные с помощью разных датчиков. Целью является изучение адвекции и диссипации ЭВ через статор.
Величины усредняются по двум шагам статора, чтобы сохранить полную периодичность.

3.2.1. Датчик давления с 5 отверстиями

Давление в 5 отверстиях измеряет поле устойчивого потока на выходе из статора. Измерения позволяют рассчитать общий коэффициент потери давления, определяемый как:

$$\text{Илосс} = \frac{\text{пт, U} \quad \text{пт}}{\text{пт - пс}} \tag{1}$$

где pt и ps — локальное полное и статическое давление, измеренное зондом с 5 отверстиями соответственно. pt,U — среднее общее давление на входе турбины, одинаковое для всех четырех случаев и измеряемое на входе в EWG. Учтите, что общая потеря давления в EWG незначительна по сравнению с общим уровнем давления.

На рисунке 5 показан средний коэффициент потерь по окружности массы для четырех положений синхронизации статора и различных случаев впрыска. В частности, состояние, помеченное как «Чистое», относится к однородному полю потока на входе, тогда как в случае «EWG выключено» EWG находится на месте, но EW не впрыскивается. В таблице 3 суммированы результаты, отражающие среднемассовый коэффициент общей потери давления.

Machine Translated by Google

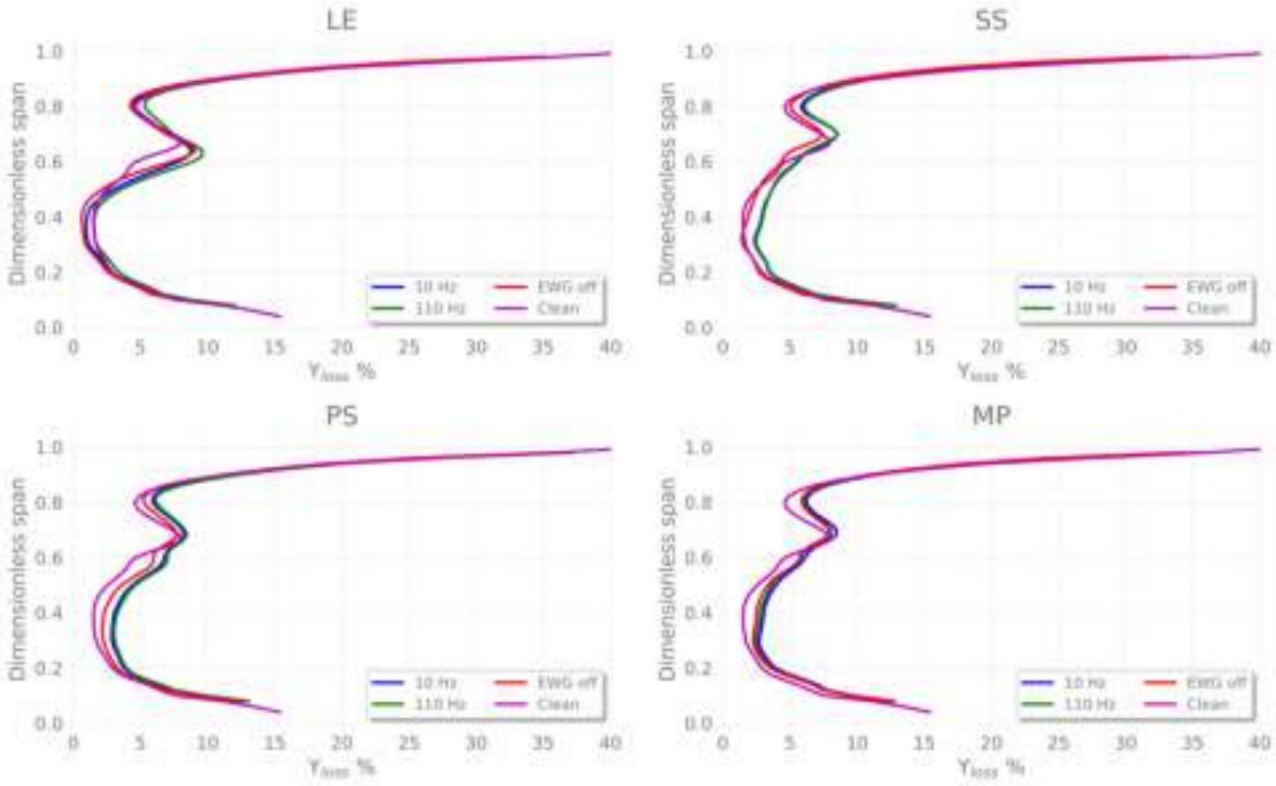


Рисунок 5. Среднемассовый коэффициент потерь по окружности после статора (плоскость T2) при различных положениях впрыска. Измерения проводятся с выключенным ЭРГ («ЭРГ выключен»), подачей ЭВ с частотой 10 и 110 Гц («10 Гц» и «110 Гц» соответственно) и без ЭРГ при равномерном состоянии на входе («Чистый»).

Во всех конфигурациях области, близкие к ступице и наконечнику, не меняют интенсивность потерь, что означает, что в них преобладают пограничные слои корпуса на наконечнике и утечка ступицы на ступице из-за щели в области задней кромки: следовательно, эффект вносимого возмущения пренебрежимо мал. Вместо этого влияние на центральную область существенно и меняется для разных случаев: наименьшие потери достигаются при условии «Чистота» (см. Таблицу 3). Наличие изолированного завихрителя, т.е. случая «ЭВГ выключен», а также инжекция ЭВ также увеличивают потери и смещают пик в центр Вообще говоря, в области середины пролета инжектируемый вихрь имеет положительное падение, тогда как вблизи кончика он отрицательный; более того, введенный завихрение вращается вместе с вихрем концевого прохода, взаимодействуя с ним и приводя к увеличению общих потерь. Самая высокая величина локальных потерь обнаруживается в положении инжекции LE, тогда как положение тактирования PS имеет самую широкую область высоких потерь. Хотя положение LE имеет самый высокий пик, профиль потерь в других радиальных положениях перекрывается со случаем «Чистый», показывая, что EW и профиль завихрения оказывают небольшое влияние на аэродинамику статора ниже по потоку. Учитывая, что случай «EWG выключен» предполагает только профиль закрутки, а случаи «10 Гц» и «110 Гц» сочетают в себе профиль закрутки и EW, профиль закрутки вносит наибольший вклад в потери. Доказательство этой тенденции можно получить, сравнивая относительное изменение между случаями «Чистый» и «EWG выключено» с «EWG выключено» и остальными: первый является самым большим, что также показано в таблице 3, где среднемассовое значение значения показаны. Последнее соображение на рисунке 5 касается влияния частоты на поле аэродинамического потока: при сравнении результатов при 10 и 110 Гц не наблюдается четкой тенденции. Различия между случаями возмущенных инъекций до сих пор остаются открытым вопросом. По мнению авторов, их можно объяснить коррекцией давления, реализованной в данных для учета дрейфа объекта, а не какой-то важной особенностью потока: в любом случае увеличение потерь из-за впрыска возмущений на входе не подлежит сомнению. Следовательно, независимо от частоты, влияние РЭБ на поле потока ниже по течению одинаково, как это также будет указано при анализе угла отклонения от курса.

Machine Translated by Google

Таблица 3. Среднемассовые коэффициенты полной потери давления.

Позиция	10 Гц	110 Гц	ЭРГ выключена	Чистый
[illegible]	6.0	5,7	5,6	4,5
ЛЕ	5.0	5,7	4.7	
ПС	6.1	6.3	5.4	
SS	5,6	5,7	4.7	

На рисунке 6 показан профиль среднего азимутального массового угла рыскания по размаху статора.
выпускное отверстие для проходных инъекций, т.е. МП, ПС и СС и его отличие от чистого
случай: предполагается, что это различие поможет поддержать дискуссию.

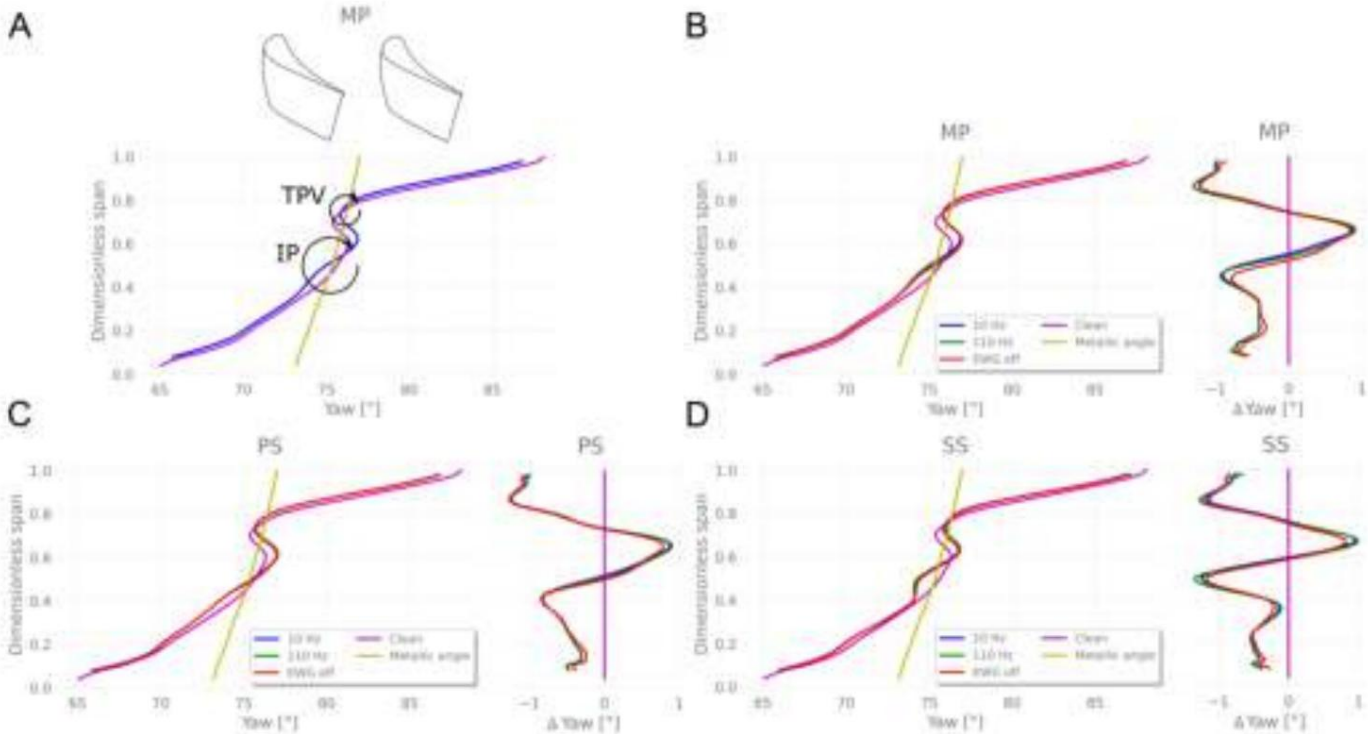


Рисунок 6. Среднемассовый угол потока по окружности за статором (плоскость T2) при разном совмещении каналов впрыска.
должности (МП, ПС и СС). Измерения проводятся при выключенном ЭВГ («ЭВГ выключен»), подающем ЭВ на частоте 10 и 110 Гц.
(«10 Гц» и «110 Гц» соответственно) и без EWG, использующего однородные условия на входе («Чистый»). Металлическая угловая линия
представляет собой геометрический угол выхода статора. Кадр (A): сравнение случаев «Чистый» и «10 Гц» для MP. Кадры (B–D): поток
угол и его разность относительно варианта «Чистый» для случаев МП, ПС и СС соответственно. Лезвие зеркально отражено в кадре A до
облегчить чтение по сравнению с углом потока.

Чтобы понять тенденцию изменения угла отклонения, дадим краткое описание «чистого» случая, т.е.
фиолетовая линия, полезна. Лопатка статора имеет наклонную геометрию, что приводит к опрокидыванию.
на кончике и под ступицей. Переворот на вершине можно объяснить тем, что
сильный градиент давления, который устанавливается между напорной стороной лопатки и всасывающим каналом.
сторону, как обнаружено в [27–29]. Бедная геометрия приводит к накоплению массового расхода.
в ступице, что делает поток более осевым, таким образом, этот эффект приводит к вышеупомянутому эффекту.
происходит в ступице. Кроме того, такая геометрия лопасти смещает вихрь, проходящий через наконечник.
к середине пролета.

Влияние профиля завихрения, введенного вверх по потоку, заметно в середине пролета, где:
для инъекций, ориентированных по каналу, он существенно взаимодействует со вторичными потоками.
вносимое возмущение для этих случаев можно обнаружить примерно в середине пролета, как это будет показано на рис.
обсуждение завихренности. Чтобы облегчить понимание физики потока, на рисунке 6A показано:
случай MP, сравнивая только случаи «Чистый» и «10 Гц». Невозмущенное впрыскивание, т.е.

Machine Translated by Google

фиолетовая линия показывает переворот на кончике и провал в ступице, как обсуждалось ранее. Вихрь прохождения кончика (TPV) находится примерно на 75% пролета и выделен на рисунке 6A. Его основной эффект проявляется на 70% диапазона, где возникает значительное проседание. Когда впрыскивается профиль завихрения (вихрь IP на рисунке 6A), он располагается напротив нижней ветви TPV, уменьшая подкат, обнаруженный в случае «Чистый»; однако IP производит опрокидывание и опускание примерно на 60% и 40% диапазона соответственно, в зависимости от направления поворота. Ядро профиля вихря находится в середине пролета, что подтверждает предыдущее утверждение.

Сравнивая профили на рисунках 6B,C, случай SS показывает более ограниченный эффект в районе середины пролета, тогда как для случаев PS и MP влияние достигает 20% пролета. Фактически, в случае SS бедная геометрия удерживает IP в исходном радиальном положении впрыска, тем самым ограничивая его эффект и уменьшая взаимодействие с вторичным потоком на наконечнике. Три случая, обсуждавшиеся до сих пор, не показывают существенных различий в поле установившегося аэродинамического потока с впрыском или отсутствием РЭБ на разных частотах.

В случае LE наблюдается иная тенденция (рис. 7): независимо от частоты EW, его введение приводит к различиям по отношению к случаям «EWG off» и «Clean». Впрыскиваемый вихрь , воздействующий на лопасть, ослабляется, но остается ограниченным и движется радиально к кончику, как показано на рисунке 8, из-за своего рода подъема на поверхность лопасти со стороны всасывания. Профиль вихря дает более выраженный подгиб при 60% размахе, чем в режиме «Чисто», что соответствует нижней ветви профиля вихря (рис. 7A). Взаимодействие между вихревым профилем (поднявшимся вверх) и вихрем прохода кончика (сдвинутым вниз из-за наклонной геометрии) уменьшает переворот при размахе 70% (рис. 7A).

Хотя два вихря вращаются одновременно, их взаимодействие снижает их воздействие: верхняя ветвь вихря ослабляет вихревую ветвь нижнего концевого прохода. Кроме того, частичная стагнация инжектируемого возмущения на LE, а значит, и его ослабление, вызывает более локализованное и более слабое возмущение потока, чем в случаях с совмещенным каналом (MP, PS и SS). Когда впрыскивается EW (рис. 7B), массовый поток вихревого профиля увеличивается, а значит, и его интенсивность. Таким образом, влияние, обсуждаемое на рисунке 7A, снижается в случае «EWG выключен», как показано на графике Yaw (рис. 7B).

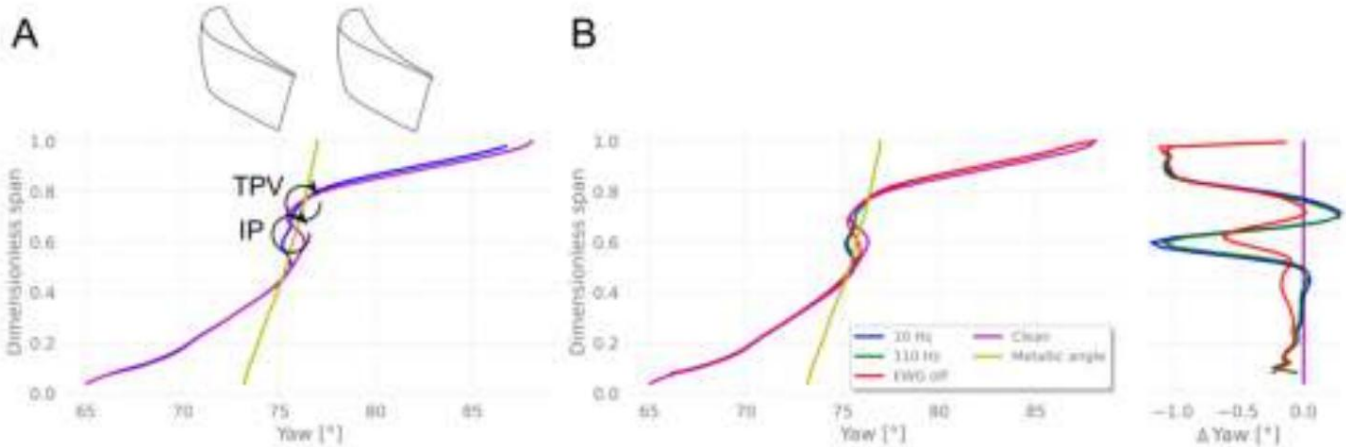


Рисунок 7. Средневзвешенный угол отклонения по окружности массы за статором (плоскость T2) в совмещенном положении лопаток (LE). Измерения проводятся с выключенным EWG («EWG off»), подачей EW с частотой 10 и 110 Гц («10 Гц» и «110 Гц» соответственно) и без EWG, использующего равномерные условия на входе («Чистый»). Металлическая угловая линия представляет собой геометрический угол выхода статора. Рамка (A): случаи «Чистый» и «10 Гц». Рамка (B): угол потока и его разница по сравнению со случаем «Чистый». Лезвие зеркально отображено в кадре A, чтобы облегчить считывание по сравнению с углом потока.

Поле завихренности помогает понять предыдущие результаты и обсуждения (рис. 8). Векторы скорости на рисунке 8 рассчитаны как проекция скорости потока (измеренной зондом с 5 отверстиями) на плоскость, перпендикулярную местному металлическому углу.

По данным Персико и др. [30] они не являются вторичными векторами скорости, но дают полезную картину структур завихренности. В центральной рамке изображен случай «Чистый».

Machine Translated by Google

описание основных вихревых структур состояния «Чистота» позволяет получить четкое представление и облегчить обсуждение случаев с инжектируемым возмущением (обозначено «IP» на рисунке 8). Условно завихренность положительна, когда вихревые структуры вращаются по часовой стрелке. Основное поле завихренности является положительным из-за наклонной геометрии [27]: оно усиливает вихрь прохождения ступицы «HPV» и ослабляет вихрь прохождения кончика «TPV», вращаясь в противоположных направлениях. Завихренность положительна по всей высоте лопасти, что означает, что вихревая структура, создаваемая наклонной геометрией, сильнее, чем TPV, который имеет отрицательную завихренность. В области ступицы обедненная завихренность усиливает HPV, создавая область с высокой завихренностью. Область отрицательной завихренности, простирающаяся радиально, представляет собой завихренность следа: вязкий сдвиг между следом и положительной завихренностью (создаваемый наклоном) создает отрицательную завихренность. Утечка во ступице создает важную вихревую структуру (вихрь утечки через ступицу: HLV), которая имеет отрицательный характер и

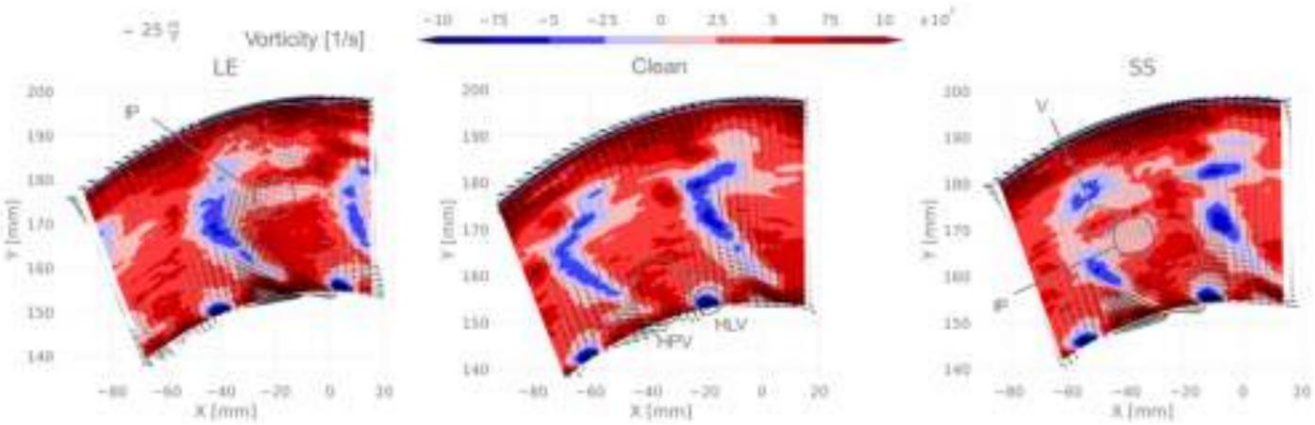


Рис. 8. Контуры завихренности на плоскости T2 для случаев «Чистый», «LE 10 Гц» и «SS 10 Гц». Векторы представляют собой величины скорости , проецируемые на плоскость, перпендикулярную геометрическому направлению разряда статора.

На левом и правом кадрах рисунка 8 показаны случаи LE и SS для частоты инжекции 10 Гц. Рассматривается только эта частота, поскольку предыдущие результаты показали, что частота EW не оказывает существенного влияния на поле аэродинамического потока и, следовательно, на характер завихренности. Кроме того, случай «EWG Off» очень похож на случай «10 Гц», что подтверждает, что EW оказывает незначительное влияние на устойчивое аэродинамическое поле потока.
Учитывая, что аэродинамическое поле потока в случаях SS, MP и PS очень похоже, SS показан как представитель трех вышеупомянутых случаев. Сравнение двух случаев впрыска с «Чистым» наглядно показывает, насколько существенно закрученная волна энтропии влияет на завихренность после статора. Учитывая, что инжектируемое возмущение имеет отрицательную завихренность, как показано на рисунке 9, в случае LE ЭВ резко взаимодействует с лопастью и, следовательно, с ее следом, снижая величины завихренности. Эксперименты показывают, что инжектируемое возмущение остается на стороне лопатки, взаимодействуя, таким образом, с ее пограничным слоем. Кроме того, инжектированное возмущение высвобождается на задней кромке вблизи следа: это приводит к существенному уменьшению завихренности в области сле
Фактически, след на LE имеет самое широкое распространение по сравнению с двумя другими показанными случаями.

В случае SS IP остается в центральной области очень близко к лопасти SS, как показано серым кружком. Вращающиеся в противоположных направлениях вязкие структуры, возникающие в результате взаимодействия закрученной волны энтропии и основного потока, вызывают увеличение поля завихренности, то есть области «V» на рисунке 9, вокруг ядра EW, что влияет также на след.

Machine Translated by Google

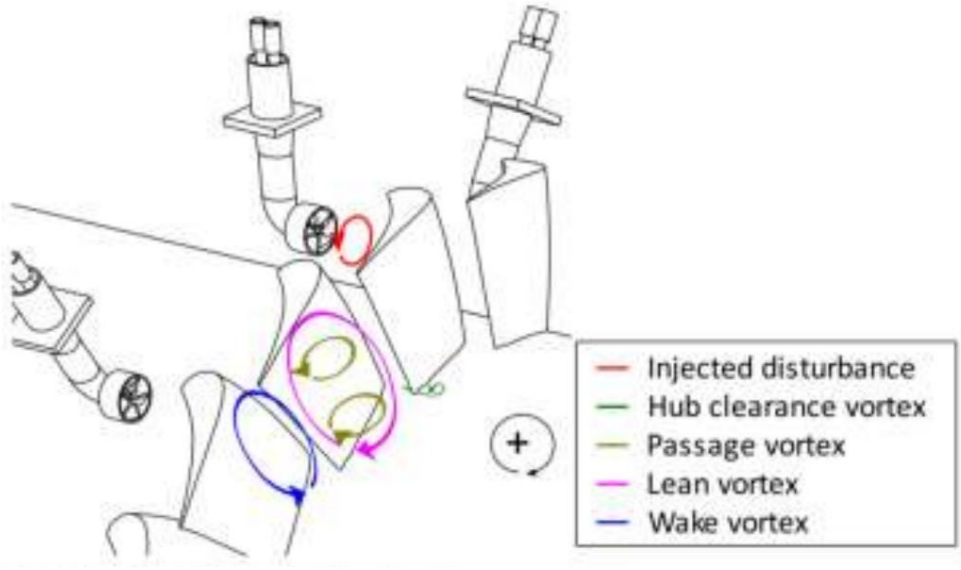


Рис. 9. Вихревые структуры после статора.

3.2.2. Быстрая термопара B

этом разделе обсуждаются результаты быстрой термопары. Целью этой экспериментальной кампании является определение остаточной величины введенного EW после статора. Кроме того, температурное поле помогает выяснить, где выделяется ЭВ и с какими вторичными структурами оно взаимодействует. На рисунке 10 показано значение температуры от пика до минимума для различных положений впрыска; на каждом рисунке также показан общий уровень давления в виде контурных линий.

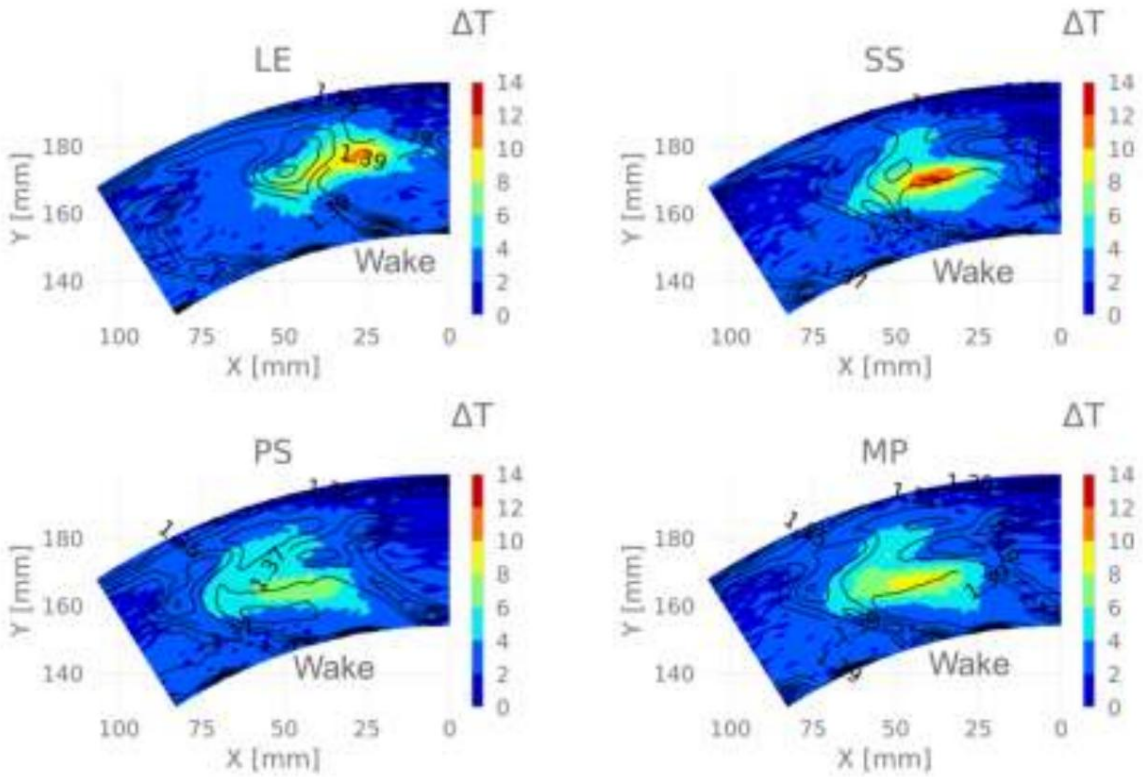


Рисунок 10. Кривые температуры от пика до минимума при различных положениях впрыска в плоскости T2. Контур черной линии — общее давление (барА).

Machine Translated by Google

В каждом положении возмущение температуры обнаруживается преимущественно в центре прохода лопатки, что соответствует в «Чистом» случае изэнтропической области. Различия касаются формы температурного возмущения, которое по-разному растянуто в радиальном и азимутальном направлении в зависимости от положения впрыска. Самая высокая максимальная температура наблюдается на SS: взаимодействие между инжектируемыми ЭВ и вторичными потоками статора наименьшее. Фактически форма тоже сохраняется, просто вытягивается в радиальном направлении за счет взаимодействия с полем давления, создаваемым наклонной геометрией. В случаях ПС и МП уровень температуры ниже из-за перемешивания и растекания ЭВ по всему каналу. За исключением случая LE, во всех остальных случаях ЭВ не увлекается пограничным слоем лопатки и поэтому не оказывает существенного влияния на температуру следа. В случае LE ЭВ инжектируется на лопатку LE и существенно взаимодействует с пограничным слоем, так что на выходе из статора ЭВ частично оказывается внутри следа. Хотя LE имеет другую форму, он, как и все остальные случаи, имеет общий перенос в азимутальном направлении в сторону давления. Это можно обосновать взаимодействием ЭВ с нижней ветвью вихря концевого прохождения.

Ханал и др. [17] обнаружили, что в случае впрыска, ориентированного по каналу, температурное возмущение переносится в область кончика, однако в этих экспериментах инжектируемая EW в области канала, т. е. в случаях MP, SS и PS, обнаруживается в середине пролета из-за бедная геометрия лопастей, которая подталкивает средний поток к ступице, компенсируя вышеупомянутое поведение. Кроме того, Ханал и др. [17] обнаружили, что при положительном завихрении на входе и совмещенной лопасти, впрыскиваемой горячими полосами (что соответствует случаю LE в настоящей работе), он разделяется на две ветви, которые движутся на стороне всасывания и нагнетания соответственно. Положительный вихрь переносит горячую полосу со стороны давления к области наконечника, к ступице на всасывающей поверхности. Никаких доказательств такого поведения в настоящей работе не обнаружено. Однако инжектированный EW частично переносится к кончику, т. е. в область ядра, и частично к концентратору в области следа.

Второе сравнение можно провести с предыдущими работами на той же турбине, выполненными в Миланском политехническом университете, где обсуждался впрыск изолированного возмущения EW без завихрения [13]. Обе работы имеют общую транспортировку EW в сторону нагнетания, независимо от положения впрыска. Однако в случае SS этот перенос был ниже, чем найдено в этой работе. Основное отличие касается случая LE: в своей работе Гаэтани и Персико [13] обнаружили, что ЭВ, инжектируемая в LE, распространяется по поверхности лопасти и смешивается со следом по всему ее размаху. Эти различия можно объяснить наложенным профилем завихрения, который значительно изменяет взаимодействие EW с лопастями и вторичными потоками, как подробно обсуждалось в предыдущем разделе. Что касается интенсивности, то случай SS также показывает в [13] самый высокий температурный уровень. Большая разница наблюдается для случая PS, где в случае закрутки величина сильно ослабляется по сравнению с чисто осевой инжекцией EW без закрутки.

4. Выводы

Эта работа показала сильное влияние на поле потока на выходе из лопатки сопла, создавая комбинированный профиль завихрения и волновое возмущение энтропии. Результаты подтверждают мысль о том, что при проектировании первой лопатки статора нельзя пренебрегать возмущениями, возникающими в камере сгорания.

Влияние на поле потока статора после него сильно зависит от положения впрыска. Когда возмущение вводится в направлении лопасти (LE), оно сталкивается с лопаткой, вызывая снижение прочности ее вихревой структуры. Кроме того, поток имеет сложное взаимодействие со вторичными потоками, приводя к меньшему недобору/опрокидыванию по сравнению с «Чистым» вариантом; температурное возмущение сильно растянуто в азимутальном направлении. В случаях с совмещенным каналом (варианты SS, MP, PS) общие потери давления увеличиваются на 70% высоты лопасти, особенно в области между средним пролетом и ступицей, где профиль вихря создает положительное падение давления, которое локально увеличивает нагрузку, таким образом сила вторичных потоков.

Machine Translated by Google

Как правило, возмущение температуры обнаруживается вблизи напорной стороны канала , куда он впрыскивается, независимо от случаев. Такое поведение можно объяснить нижней ветвью вихря в концевом канале, который толкает впрыскиваемое температурное возмущение в сторону давления. Однако это взаимодействие потребует дальнейшего исследования, подкрепленного расчетами CFD, особенно для случая LE.

Сравнение случаев без инжектора, с установленным, но не питаемым инжектором, а также с комбинированным профилем закрутки и инжекцией энтропийной волны показало, что на аэродинамическое поле установившегося потока в основном влияет профиль закрутки, причем температурное возмущение оказывает незначительное влияние. Этот вопрос будет тщательно изучен путем проведения измерений нестационарного давления для анализа влияния температурных возмущений на поле нестационарного потока после статора. Более того, частота EW, по-видимому, не оказывает существенного влияния, за исключением ослабления введенной разницы температур между пиком и минимумом .

Вклад авторов: AN и PG внесли свой вклад в экспериментальную кампанию и сокращение данных. Основной вклад в написание статьи внес А.Н. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: наборы данных, созданные в ходе текущего исследования, можно получить у авторов.

Благодарности: Авторы хотят поблагодарить Джорджио Шерини и Софию Сальокко за помощь в экспериментальных кампаниях.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Морганс, А.С.; Дюран, И. Энтропийный шум: обзор теории, прогресса и проблем. Межд. J. Спрей-возгорание. 2016, 8, 285–298. [Перекрестная ссылка]
2. Даулинг А.Н.; Махмуди, Ю. Шум горения. Учеб. Сжечь. Инст. 2015, 35, 65–100. [Перекрестная ссылка]
3. Морганс, А.С.; Гох, CS; Дахан, Дж. А. Диссипация и сдвиговая дисперсия энтропийных волн в термоакустике камеры сгорания. Дж. Гидромеханика. 2013, 733, P2. [Перекрестная ссылка]
4. Саттельмайер, Т. Влияние аэродинамики камеры сгорания на неустойчивости горения из-за колебаний коэффициента эквивалентности. Дж. Инж. Газовая турбина. Власть 2003, 125, 11–19. [Перекрестная ссылка]
5. Борода, ПФ; Смит, А.; Пови Т. Влияние сильных температурных искажений на эффективность турбины. Я. Турбомах. 2013, 135, 011018. [Перекрестная ссылка]
6. Якоби, С.; Маццони, К.; Хана, К.; Росич, Б. Исследование явлений нестационарного течения в первой лопатке, вызванных завихренным потоком в камере сгорания. Я. Турбомах. 2017, 139, 041006. [CrossRef]
7. Борода, ПФ; Смит, А.; Пови Т. Влияние завихрения камеры сгорания на трансзвуковой КПД турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2014, 136, 011002. [Перекрестная ссылка]
8. Ганди-Берлет, КЛ; Дорни, DJ Влияние 3D Hot Streak на теплообмен в турбине. Межд. Дж. Турбо Джет Инж. 1997, 14, 123–131.
9. Кампсти, Северная Каролина; Марбл Ф.Э. Взаимодействие колебаний энтропии с лопаточными венцами турбин; Механизм турбореактивного двигателя шум. Учеб. Р. Сок. Лонд. 1997, 357, 323–344.
10. Куреши И.; Смит, AD; Пови, Т. Х. П. Аэродинамика и теплообмен при наличии агрессивного завихрения на входе. Я. Турбомах. 2013, 135, 021040. [CrossRef]
11. Батлер, ТЛ; Шарма, ОП; Джослин, HD; Дринг, Р.П. Перераспределение температурных искажений на входе в турбину с осевым потоком Этап. Дж. Пропуль. Власть 1989, 5, 64–71. [Перекрестная ссылка]
12. Базоль А.М.; Дженни, П.; Ибрагим, М.; Калфас, А.И.; Абхари, RS «Горячая миграция» на этапе турбины: интегрированное проектирование для Улучшение аэротермических характеристик. Дж. Инж. Газовая турбина. Power 2011, 133, 061901. [CrossRef]
13. Гаэтани, П.; Персико, Г. Перенос волн энтропии внутри ступени турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2019, 141, 031006. [Перекрестная ссылка]
14. Пинелли, Л.; Маркончини, М.; Паччиани, Р.; Гаэтани, П.; Персико, Дж. Вычислительное и экспериментальное исследование нестационарной конвекции энтропийных волн внутри ступени турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2021, 143, 091011. [CrossRef]
15. Адамс, М.Г.; Пови, Т.; Холл, БФ; Кардвелл, DN; Чана, Канзас; Борода, ПФ Ввод в эксплуатацию комбинированной горячей полосы и вихря Генератор профиля в испытательном стенде трансзвуковых турбин. Дж. Инж. Газовая турбина. Power 2020, 142, 031008. [CrossRef]
16. Адамс, МГ; Борода, ПФ; Стоукс, MR; Валлин, Ф.; Чана, Канзас; Пови, Т. Влияние комбинированного профиля горячих полос и вихря на аэродинамику охлаждаемой 1,5-ступенчатой турбины: экспериментальное и вычислительное исследование. Я. Турбомах. 2021, 143, 021011. [CrossRef]

Machine Translated by Google

17. Ханал, Б.; Он, Л.; Нортхолл, Дж.; Адами П. Анализ радиальной миграции горячих полос в закрученном потоке через ступень турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2013, 135, 041005. [CrossRef]
18. Джусти, А.; Стоит, Северная Каролина; Масторакос, Э.; Доулинг, А.П. Экспериментальное и численное исследование распространения энтропии Волны. Журнал AIAA 2017, 55, 446–458. [Перекрестная ссылка]
19. Христодулу, Л.; Карими, Н.; Каммарано, А.; Пол, М.; Наварро-Мартинес, С. Государственное предсказание адвекции волны энтропии через турбулентный поток в канале. Дж. Гидромеханика. 2020, 882, A8. [Перекрестная ссылка]
20. Нотаристефано А.; Гаэтани, П. Проектирование и ввод в эксплуатацию симулятора камеры сгорания, сочетающего вихревую и энтропийную волну. поколение. Межд. Я. Турбомах. Propuls Power 2020, 5, 27. [CrossRef]
21. Гаэтани, П.; Персико, Г.; Спинелли, А. Совместное влияние степени расширения и нагрузки на лопасти на аэродинамику самолета высокого давления. газовая турбина. Прил. наук. 2017, 7, 259. [CrossRef]
22. Нотаристефано А.; Гаэтани, П.; Доссена, В.; Фузетти, А. Оценка неопределенности аэродинамических датчиков давления с несколькими отверстиями. Я. Турбомах. 2021, 143, 091001. [CrossRef]
23. Руит, MR; Чен, П.; Мейбург, Э.; Максворти, Т. Трехмерный вихревой распад в закрученных струях и следах: прямой численное моделирование. Дж. Гидромеханика. 2003, 486, 331–378. [Перекрестная ссылка]
24. Гупта, А.К.; Лилли, генеральный директор; Сайред, Н. Вихревые потоки; Серия «Энергетика и инженерные науки»; Abacus Press: Кент, Великобритания, 1985.
25. Андреини А.; Баччи, Т.; Инсинна, М.; Маццеи, Л.; Сальвадори, С. Гибридное RANS-LES моделирование аэротермического поля в кольцевом генераторе горячих полос для исследования взаимодействия камеры сгорания с турбиной. Дж. Инж. Газовая турбина. Power 2016, 139, 021508. [CrossRef]
26. Вершник, Х.; Шнайдер, М.; Херрманн, Дж.; Иванов Д.; Шиффер, НР; Лико, К. Влияние завихрения камеры сгорания на потери давления и распространение потоков теплоносителя на крупномасштабной турбинной установке (LSTR): экспериментальное и численное исследование. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2017, 2, 12. [CrossRef]
27. Д'Ипполито, Г.; Доссена, В.; Мора, А. Влияние наклона лопаток на поле каскадного течения прямой и кольцевой турбины. Я. Турбомах. 2011, 133, 011013. [CrossRef]
28. Харрисон С. Влияние наклона лопастей на потери в турбине. Я. Турбомах. 1992, 114, 184–190. [Перекрестная ссылка]
29. Дентон, доктор медицинских наук; Сюй Л. Использование трехмерного потока в конструкции турбомашин. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть С J. Мес. 1999, 213, 125–137. [Перекрестная ссылка]
30. Персико, Г.; Гаэтани, П.; Доссена, В.; Д'Ипполито, Дж.; Оснаги, К. Об определении вторичного течения в трехмерном пространстве. каскады. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2003, 223, 667–676. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Управляемое данными модальное разложение следа за † Ветряная турбина НРЭЛ-5МВт

Стефания Керубини 1,*, Джованни Де Силлис 1,* ,‡, Онофрио Семераро 2, Стефано Леонарди 3 и Пьетро Де Пальма 1

1 Dipartimento di Meccanica, Математика и менеджмент, Политехнический университет Бари, 70126 Бари, Италия; pietro.depalma@poliba.it
2 Междисциплинарная междисциплинарная лаборатория числовых наук, CNRS, Университет Париж-Сакле, 91405 Орсе, Франция; semeraro@limsi.fr Факультет
3 машиностроения Техасского университета в Далласе, Даллас, Техас 75080, США; Stefano.Leonardi@utdallas.edu

* Переписка: stefania.cherubini@poliba.it (SC); giovanni.decillis@poliba.it (GDC) † Этот документ представляет собой расширенную версию нашего вклада в 14-ю Европейскую конференцию по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.
‡ Текущий адрес: Евро-Средиземноморский центр по изменению климата, Фонд прогнозов океана и Отдел приложений, 73100 Лечче, Италия.

Аннотация: След, создаваемый ветряной турбиной коммунального масштаба, оснащенной ламинарным равномерным притоком, анализируется с помощью двух различных модальных разложений: собственного ортогонального разложения (POD) и динамического разложения мод (DMD), способствующего разреженности. вариант. Рассматриваемая турбина представляет собой NREL-5MW с передаточным отношением λ = 7 и числом Рейнольдса в зависимости от диаметра порядка 108 . Поток моделируется с помощью моделирования больших вихрей, при этом силы, действующие на лопасти, моделируются с использованием метода линии привода, тогда как башня и гондола моделируются с использованием метода погруженных границ. Сравниваются основные структуры течения, выявленные с помощью обоих модальных разложений, и выявляются некоторые различия, которые могут иметь большое значение для формулировки модели пониженного порядка. В частности, обоими методами обнаружена высокочастотная мода, непосредственно связанная с концевыми вихрями, но ранжированная по-разному. Остальные доминирующие моды состоят из крупномасштабных низкочастотных структур, но с другим частотным составом и пространственной структурой. На наиболее энергичные 200 мод POD приходится лишь 20% кинетической энергии потока. При использовании того же количества мод ДМД удается восстановить поле течения с точностью до 80%. Несмотря на сходство между набором режимов, сравнение этих методов модальной декомпозиции указывает на то, что энергетический критерий, такой как тот, который используется в POD, может не подходить для формулирования модели следа ветряной турбины пониженного порядка, в то время как DMD, способствующий разреженности, по-видимому, способен хорошо реконструировать поле течения всего с несколькими модами.

Ключевые слова: модальная декомпозиция; Ветроустановка НРЭЛ-5МВт; след ветряной турбины; последовательные структуры

Цитирование: Керубини, С.; Де Силлис, Г.; Семераро, О.; Леонарди, С.; Де Пальма, П. Модальное разложение, управляемое данными следа за НРЭЛ-5МВт Ветряная турбина. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 44. https://doi.org/10.3390/ijtpp6040044 .

Академический редактор: Марчелло Манна

Поступила: 2 августа 2021 г.
Принято: 19 ноября 2021 г.
Опубликовано: 25 ноября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Низкоразмерные модели, основанные на модальном разложении сложных потоков, часто используются во многих различных областях, в том числе в ветроэнергетике. Ортогональность получаемых мод делает правильное ортогональное разложение (POD) обычно выбираемой основой для формулировки модели пониженного порядка (ROM). В области ветроэнергетики POD сначала применялся к двумерным данным. Андерсен и др. [1] применили это модальное разложение к плоскостям, перпендикулярным направлению потока, для моделирования больших вихрей (LES) потока, падающего на бесконечную серию рядов ветряных турбин, каждый из которых состоит из трех турбин, смоделированных с помощью метода приводной линии. Бастин и др. [2] применили двумерный POD к случаю одиночной ветряной турбины, столкнувшейся с турбулентным нейтрально стратифицированным пограничным слоем атмосферы. Затем VerHulst и Meneveau [3] применили POD-анализ к трехмерным полям потока за решет

Machine Translated by Google

при наличии и при отсутствии атмосферной турбулентности. Гамильтон и др. [4,5] использовали POD, примененный к измерениям скорости, для исследования взаимодействия следа и динамики восстановления в различных конфигурациях ветряных турбин. Совсем недавно Гамильтон и др. [6] применили POD к данным LES, чтобы построить ПЗУ следов турбины, используя полиномиальную реконструкцию на основе режимов POD. Среди прочего, Fortes-Plaza et al. [7] разработали ПЗУ на основе данных POD LES ветряных турбин, управляемых по рысканию и взаимодействующих со следом. Совсем недавно Де Силлис и др. [8] использовали POD-анализ LES потока за моделью ветряной турбины, чтобы определить влияние башни и гондолы на развитие когерентных структур, связанных с заданными механизмами нестабильности внутри потока.

POD широко используется при анализе сложных полей потока, поскольку он предоставляет конечный набор ортогональных режимов, линейная комбинация которых оптимально восстанавливает энергию набора данных стохастического потока. Однако в некоторых конкретных случаях наиболее энергичные режимы POD могут быть неактуальны динамически; поэтому выбор низкоразмерного базиса для реализации модели пониженного порядка может быть нетривиальным [9]. Фактически, POD ранжирует моды в зависимости от их энергии, причем наиболее энергичные моды часто характеризуются крупномасштабными когерентными структурами, которые в некоторых случаях могут быть не самыми динамически значимыми. Более того, режимы POD представляют собой статистически устойчивые структуры и поэтому не могут описать переходные состояния, которые могут возникнуть в результате взаимодействия поля потока с возмущениями окружающей среды, такими как атмосферная турбулентность. Наконец, моды POD имеют нетривиальную временную эволюцию, состоящую из нескольких временных волновых чисел, хотя в некоторых случаях может быть интересно захватить структуры, характеризующиеся заданной частотой, которые можно легче связать с четко определенными физическими процессами (например , , след извилистый) или нестабильности.

Другой метод модальной декомпозиции, управляемой данными, который обладает всеми этими возможностями и приобрел популярность за последние десять лет, — это динамическая модовая декомпозиция (DMD), предложенная Шмидом [10]. Этот метод находит собственные значения и собственные векторы линейного оператора, аппроксимирующего нелинейную динамику, встроенную в последовательность данных, и недавно он был использован для формулирования ПЗУ соответствующих потоков ве Юнго и др. [11] реализовали модель следа ветряных турбин уменьшенного порядка, основанную на динамическом разложении по модам данных о потоке LES ветряных турбин, работающих в различных режимах работы. Ле Кленш и др. [12] использовали динамическое модовое разложение измерений LIDAR для построения модели уменьшенного порядка скорости ветра перед ветровой турбиной с горизонтальной осью. Режимы DMD обычно ранжируются в соответствии с их амплитудой на первом снимке последовательности данных. Такой критерий выбора ограниченного подмножества динамических режимов может привести к низкому качеству аппроксимации численно сгенерированных снимков и, следовательно, к плохой прогностической способности низкоразмерных моделей. По этой причине были разработаны различные варианты стандартного алгоритма, направленные на извлечение ограниченного подмножества характеристик потока, которые оптимально аппроксимируют исходную последовательность данных, то есть оптимизированный [13] или DMD, способствующий разреженности [14]. В настоящей работе мы впервые используем для характеристики следа ветряных турбин алгоритм повышения разреженности (SP) для ранжирования наиболее релевантных режимов DMD.

Таким образом, новизна настоящей работы заключается в прямом сравнении доминирующих режимов POD и SP-DMD в следе за ветровой турбиной, обсуждении возможных причин их сходств и различий, а также их потенциальной значимости для разработки ПЗУ. Как обсуждалось ранее, POD хорошо подходит для потоков, когерентные структуры которых необходимо ранжировать с точки зрения их энергетического содержания. Однако в некоторых случаях энергетическое содержание когерентных структур не является подходящим критерием для точного описания динамического поведения потока, которое можно лучше смоделировать с помощью разложения, ранжирующего временные доминирующие частоты с точки зрения амплитуды, например, DMD. . В литературе можно найти несколько примеров сравнительного анализа эффективности этих двух модальных разложений для разных потоков. В [15] представлен сравнительный анализ режимов POD и DMD, извлеченный из экспериментальных измерений турбулентного струйного течения. В этом конкретном случае течения моды, возникающие в результате различных разложений, имеют много общего, и основные физические неустойчивости легко идентифицируются.

Machine Translated by Google

используя оба метода. В ссылке [16] оба модальных разложения используются для изучения сложного турбулентного обтекания конечного цилиндра, прикрепленного к стенке, при высоких числах Рейнольдса. Оба метода смогли уловить доминирующие явления, в основном характеризующиеся большим содержанием энергии. Однако было обнаружено, что POD не дает четкого разделения частот и масштабов, в то время как DMD дает наиболее важные физические явления с разными частотами и темпами роста. В ссылке [17] наиболее доминирующие структуры потока моделируемого потока вслед за моделью высокоскоростного поезда были извлечены с использованием как POD, так и DMD. Сравнение режимов двух разных методов разложения показывает, что второй и третий режимы POD соответствуют той же структуре потока, что и второй режим DMD. Совсем недавно эффективность этих двух методов сравнивали для нескольких потоков [18], обнаруживая существенные различия в зависимости от выбранного варианта В целом было обнаружено, что POD способен правильно воспроизводить локализованные во времени события, но производит сильное спектральное смешение между различными модами. Напротив, DMD позволяет правильно идентифицировать частоту, но может привести к плохой сходимости и избыточности в пространственных структурах [18]. Однако это сравнение никогда не оценивалось непосредственно для случая потока за ветряной турбиной коммунального масштаба с реалистичным числом Рейнольдса. Этот тип потока характеризуется когерентными структурами разных масштабов, причем самые крупные и наиболее энергетические масштабы не считаются наиболее динамически значимыми. Более того, взаимодействие вращающихся концевых вихрей, создаваемых лопастями, с невращающимися, создаваемыми башней и гондолой, потенциально может привести к переходным процессам внутри потока, которые не могут быть точно описаны статистически устойчивыми режимами POD. Наконец, анализ DMD может лучше подходить для описания типичных явлений на заданных частотах, таких как извилистый след [19].

Настоящее исследование мотивировано необходимостью выяснения связи и различий между режимами DMD и POD, а также их физического смысла и эффективности при восстановлении поля течения для течения за ветроэнергетической установкой коммунального назначения. В настоящей статье мы идентифицируем наиболее важные когерентные структуры, встроенные в турбулентный след, развивающийся после ветряной турбины NREL-5MW, используя две упомянутые модальные декомпозиции, обращаясь к сходимости, выбору и физической интерпретации режимов POD и DMD. Поток рассчитывается посредством моделирования больших вихрей с использованием метода линии привода для моделирования ротора и метода погруженной границы для моделирования башни и гондолы. Когерентные структуры изолируются с помощью POD и DMD, способствующего разреженности. Результаты, полученные с помощью двух методов модальной декомпозиции, сравниваются и подчеркиваются различия, особенно в отношении представления следа низкого порядка. В заключение, моды DMD, выбранные алгоритмом повышения разреженности, оказались похожими на наиболее энергичные моды POD, но обнаружены сильные различия в их способности вос

2. Методология

Настоящее исследование основано на численном моделировании обтекания ветряной турбины с использованием подхода LES. Крупномасштабные структуры течения рассчитываются непосредственно путем интегрирования отфильтрованных уравнений Навье–Стокса, тогда как влияние мелкомасштабных структур на разрешенные моделируется [20]. Основные уравнения для отфильтрованной безразмерной скорости u = (u, v, w) и давления p, полученные из уравнений Навье – Стокса для несжимаемых потоков, выглядят следующим образом:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(2u_i\right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + f_i, \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2)$$

где индексы i, j {1, 2, 3} обозначают продольное, x, вертикальное, y и поперечное, z, направления соответственно, а Re = U D/ν — число Рейнольдса, определяемое с помощью входного отверстия скорость U , диаметр ротора D и кинематическая вязкость жидкости ν. На протяжении всей статьи прописные (соответственно строчные) обозначения обозначают размерность (соответственно

Machine Translated by Google

безразмерные) переменные. Тензор напряжений в подсеточном масштабе τij моделируется с использованием модели Смагоринского с постоянной CS , установленной равной 0,17, что примерно равно теоретическому значению, обычно используемому для LES.

Уравнения (1) и (2) дискретизируются с использованием конечно-разностной схемы, основанной на центрированной дискретизации второго порядка на шахматной декартовой сетке. Интегрирование по времени осуществляется с использованием гибридной схемы Рунге-Кутты третьего порядка точности с малым объемом памяти [21]. Член fi в уравнении (1) учитывает аэродинамические силы на единицу объема, действующие лопатками турбины на жидкость посредством метода приводной линии [22]. Эти силы моделируются с использованием коэффициентов подъемной силы и сопротивления лопастей несущего винта, которые рассматриваются как вращающиеся жесткие линии, разделенные на дискретные сегменты. В каждом сегменте, учитывая угол атаки и относительную скорость притока, оцениваются подъемная сила и силы сопротивления на единицу длины, а затем распределяются по областям, перпендикулярным каждому сегменту, с использованием ядра распределения Гаусса. Башня и гондола учитываются с помощью метода погруженных границ, который позволяет избежать использования сетки, подогнанной по телу, что снижает вычислительные затраты на моделирование. В частности, был использован подход, предложенный в [23] .

2.1. Правильное ортогональное

разложение. Правильное ортогональное разложение (POD) представляет собой статистический численный метод, позволяющий идентифицировать наиболее энергичные когерентные структуры, характеризующие поток. Метод основан на собственном разложении двухточечного тензора пространственной корреляции C, где собственные векторы представляют моды POD, а соответствующие собственные значения представляют их энергию. Дискретную аппроксимацию тензора C можно получить из данных, состоящих из большого числа M снимков поля течения. Весь набор данных обычно организуется в одну матрицу Q RN×M, в которой каждый столбец представляет собой одно поле мгновенной скорости, представленное N скалярами. Тензор двухточечной корреляции можно аппроксимировать матрицей C RN×N, вычисляемой следующим образом:

$$C = \frac{1}{M} QQ^T . \tag{3}$$

Собственное разложение C можно легко выполнить, вычислив разложение по сингулярным значениям матрицы снимков Q, разделенное на квадратный корень из количества снимков M:

$$\frac{\text{вопрос}}{\sqrt{M}} = \text{УСВТ} \quad , \tag{4}$$

где столбцы uk матрицы U размера N × M соответствуют режимам POD, а квадраты сингулярных значений соответствуют собственным значениям L C , а именно снимок L = S затем может ^{2} . i -й быть представлен как линейная комбинация режимов POD:

$$\text{я q}(t) = \sum_{k=1}^{M} ak(ti)uk \tag{5}$$

где временные коэффициенты каждого режима POD, ak MSVT . , задаются строками матрицы Кроме того, ввиду ортогональности мод можно показать, что время коэффициенты ak некоррелированы при нулевом временном запаздывании:

$$\overline{\text{аяк}} = \lambda j \delta jk \tag{6}$$

где · указывает на долгосрочное среднее значение.

2.2. Динамическое разложение мод, способствующее

разреженности. Динамическое разложение мод (DMD), предложенное в [10], представляет собой метод, управляемый данными, который позволяет извлекать соответствующие характеристики потока, а именно моды DMD, динамика которых определяется соответствующими собственными значениями. Ключевые шаги базового алгоритм

Machine Translated by Google

изложены ниже.

Что касается POD, то серия снимков q ^{я} собираются с постоянной частотой дискретизации. Мы предполагаем, что линейное, не зависящее от времени отображение A соединяет каждую пару последовательных снимков:

$$д^{я+1} = Ак^{я}, \quad я = \{0, \ldots, M \quad 1\}. \tag{7}$$

Используя уравнение (7), мы можем написать:

$$Q1 = AQ0, \tag{8}$$

где Q0 и Q1 :

$$Q0 = q^{0\,1\,д}_{д}{}^{M-1\ldots}, \quad Q1 = q^{1\,2\,кв.}_{М.\ldots д}{}^{\cdot} \tag{9}$$

Линейный оператор A, как предложено в [10], можно спроецировать на r-мерную базис U, состоящий из первых r режимов POD матрицы снимков Q0 ,

$$Q0 \quad УСВТ \tag{10}$$

$$А \quad УФУ^{Т}. \tag{11}$$

Динамика в низкомерном подпространстве, определяемом режимами POD U, определяется уравнением

$$х^{я+1} = Фкси. \tag{12}$$

я где x - это проекция матрицы Qi моментального снимка в низкомерное подпространство , определенное выбранными режимами POD, с i = 0, M - 1. Динамические режимы затем извлекаются путем вычисления собственного разложения матрицы F:

$$F = у1 \ldots год \underset{Да}{\underline{\quad}} \underset{Дмк}{\underline{\quad}} \begin{matrix} \mu1 & & \\ & \ddots & \\ & & \mu_{мкр} \end{matrix} \underset{Z}{\begin{matrix} r1 \\ \vdots \\ rp \end{matrix}} \tag{13}$$

где yi и z и z $_{я}$ — правый и левый собственные векторы F, масштабированные так, что $у_{я}$ yi = 1 я yj = δij. Обратите внимание, что частота мод DMD тогда задается собственным значением log(μi) ues μi по следующему соотношению: ωi = . Следовательно, используя уравнение (12), мы можем i t аппроксимировать решение x ^{н} следующее:

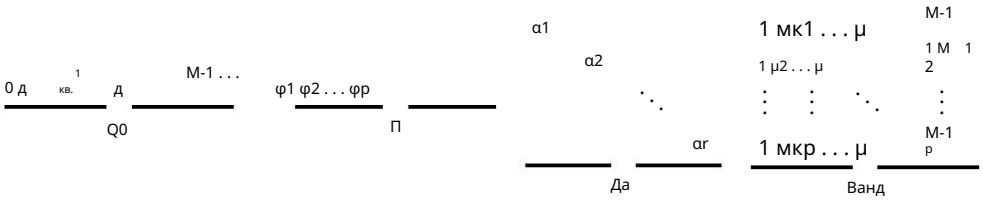
$$п\,х = YDn\,\mu Z \quad х^{0} = \sum_{я}^{р} йиμ^{n}_{я}{}^{zx\,я}{}^{0} = \sum_{я}^{р} йиμ\,я^{н}\,αi, \tag{14}$$

где αi = z i ^{0} x представляет собой компонент начального состояния x ^{0} в z я направление. Снимки можно аппроксимировать путем отображения $х^{н}$ в многомерном пространстве CN,

$$д^{н} \quad Ux^{н} = \sum_{я}^{р} Уйи\,я^{н}\,αi = \sum_{я}^{р} φiμ\,я^{н}\,αi, \tag{15}$$

и поэтому его можно рассматривать как линейную комбинацию мод DMD φi = Uyi , где αi — амплитуда соответствующей моды DMD. Уравнение (15) можно записать и в матричная форма:

Machine Translated by Google



(16)

что подчеркивает, что временная эволюция динамических режимов определяется матрицей Вандермонда Vand . После выполнения собственного разложения (13) вектор амплитуд $\alpha = [\alpha 1 \ldots \alpha r]^T$ вычисляется путем решения следующей задачи оптимизации:

$$\underset{\alpha}{\text{минимизировать}} \; J(\alpha) = \|Q0 - P\Phi\alpha\|_2^2 \tag{17}$$

Суперпозиция всех мод DMD, взвешенных по их амплитудам и развивающихся в соответствии с их частотой и скоростью роста, оптимально аппроксимирует последовательность данных

Более того, DMD, способствующий разреженности, направлен на поиск низкоразмерного представления последовательности снимков, чтобы зафиксировать наиболее важные динамические структуры. Эта цель достигается в два этапа. Во-первых, ищется структура разреженности, которая обеспечивает определяемый пользователем компромисс между количеством мод и ошибкой аппроксимации, которая зависит от параметра разреженности γ. Этот шаг выполняется путем дополнения целевой функции, подлежащей минимизации, дополнительным членом card(α), который штрафует количество ненулевых элементов в векторе амплитуд α,

$$\underset{\alpha}{\text{мин}} \; J(\alpha) + \gamma \, \text{карта}(\alpha). \tag{18}$$

где γ — параметр, влияющий на уровень разреженности, причем более высокие значения параметра способствуют более разреженным решениям. Затем фиксируется структура разреженности вектора амплитуд и вычисляются оптимальные значения ненулевых амплитуд. Метриками , определяющими производительность алгоритма, являются мощность оптимального вектора амплитуды card(α) и потери производительности, определяемые как:

$$\%\text{Пубыток} = 100 \cdot \frac{\|Q0 - P\Phi\alpha_{Vand}\|_2^2}{\|Q0\|_2^2}. \tag{19}$$

За более подробной информацией читатель может обратиться к ссылке [14].

3. Схема моделирования.

В данном исследовании рассматривается турбина НРЭЛ-5МВт диаметром D = 126 м и высотой ступицы h = 87,5 м. Турбина моделируется на номинальных условиях с передаточным отношением λ = 7, что предполагает постоянную безразмерную угловую частоту ротора ω = 2λ = 14. Заданная скорость набегающего ветра на номинальных условиях U = 11,4 м/с; следовательно, результирующее число Рейнольдса, основанное на диаметре, составляет Re 108 .

Размер расчетной области составляет 12,5 × 5 × 3 единицы диаметра в продольном (x), вертикальном (y) и поперечном (z) направлениях соответственно. Турбина расположена на расстоянии 4 единиц диаметра от входа, где задана равномерная скорость U , и центрирована в поперечном направлении. Следует отметить, что в реальных приложениях турбина сталкивается с атмосферным турбулентным пограничным слоем, что потенциально может повлиять на динамику следа.

Поэтому обсуждаемый нами сценарий можно считать репрезентативным для реальных приложений при низких значениях интенсивности входной турбулентности. На выходе используется радиационное граничное условие со скоростью равномерной конвекции c = 0,9 [24]. Условия прилипания и свободного скольжения накладываются соответственно на нижней и верхней стенке, тогда как боковые границы являются периодическими. Используемая расчетная сетка состоит из 2048 × 512 × 512 точек сетки по направлениям x, y и z соответственно. Сетка однородна вдоль продольного и

Machine Translated by Google

в поперечном направлении, тогда как в вертикальном направлении он растянут с более мелким (равномерным) расстоянием в той части области, где развивается след турбины. Сходимость численных результатов по сетке оценивалась в [8] для среднего потока. Что касается режимов POD и DMD, мы провели исследование конвергенции выборки, обнаружив умеренную чувствительность режимов DMD на промежуточной частоте, тогда как низкочастотные и высокочастотные режимы DMD показали устойчивость по отношению к точкам выборки.

4. Модальное разложение следа

Оба метода модальной декомпозиции, используемые для идентификации когерентных структур в следе, основаны на одном и том же наборе данных. Снимки поля скорости делаются при каждом повороте ротора на 10° в уменьшенной трехмерной подобласти, охватывающей след, протяженность которого составляет [4 12,4] × [0,7 0,63] × [0,8 2,2] в направлениях x, y и z . , соответственно. Весь набор данных состоит из 3052 снимков; один из них показан на рисунке 1. Среднее значение ансамбля снимков, показанное на рисунке 2, затем вычитается из каждого снимка.

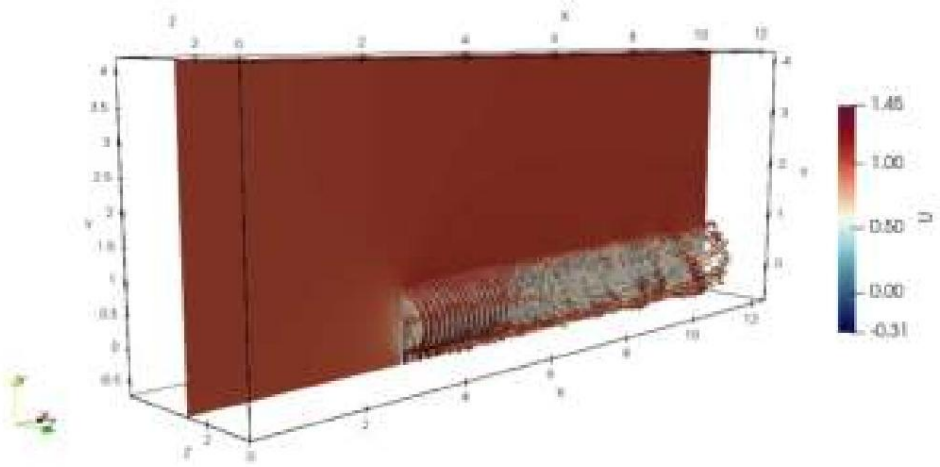
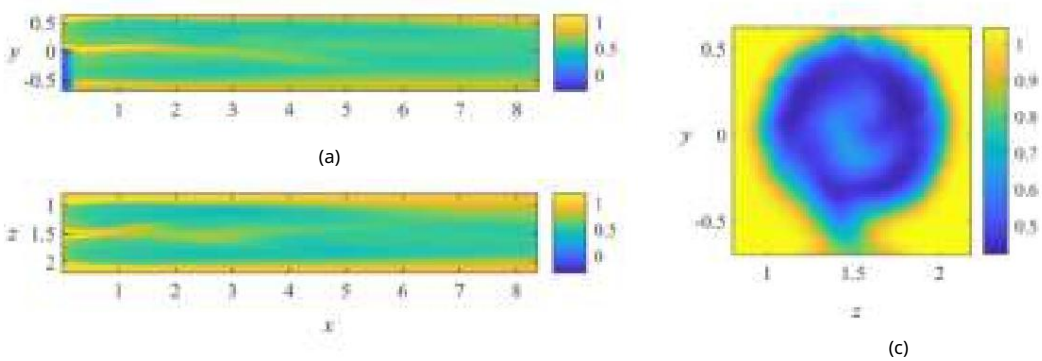


Рисунок 1. Изолинии продольной скорости на снимке потока, полученном из LES.



(а)

(б)

(с)

Рис. 2. Контуры продольной скорости среднего значения ансамбля снимков. (а) плоскость x y при z = 1,5. (б) плоскость x - z в точке y = 0. (в) плоскость z y в точке x = 4.

4.1. Результаты POD

На рисунке 3a показано распределение сингулярных значений. Наблюдается быстрый спад энергии для первых 2–3 сотен мод; затем наклон кривой уменьшается и энергия, близкая к нулю, достигается при k 2500. Более пристальный взгляд на сингулярные значения для первых 20 мод POD выявляет ступенчатое распределение, предполагая, что последовательные моды, характеризующиеся одинаковой энергией, в паре. На рисунке 3b показан совокупный процент

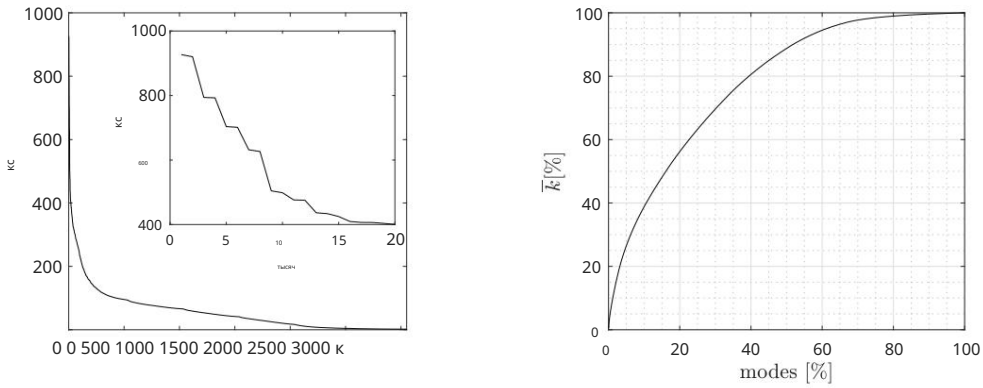
Machine Translated by Google

Распределение турбулентной кинетической энергии в зависимости от доли рассматриваемых мод POD, рассчитываемое как:

$$\bar{k}[\%] = \frac{\sum_{k=1}^{M} sk}{\sum_{k=1}^{M} sk} \times 100 \quad M \in \{1, \ldots, M\} \tag{20}$$

$$\text{режимы}[\%] = \frac{M}{M} \times 100. \tag{21}$$

Всего 50% турбулентной кинетической энергии приходится только на 15% мод POD (~457 мод), а на 50% мод (~1525 мод) приходится около 90% турбулентной кинетической энергии.

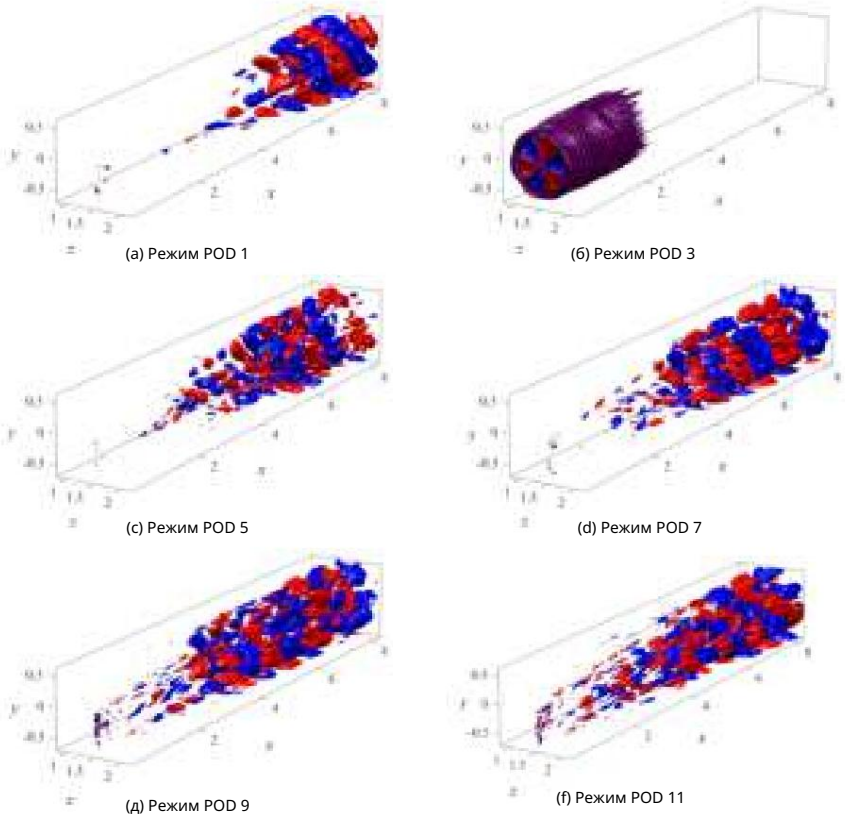


(а) (б)

Рис. 3. (а) Распределение сингулярных значений крупным планом для первых 20 мод. (б) Распределение кумулятивной турбулентной кинетической энергии в зависимости от доли мод POD.

Наиболее энергичные моды POD показаны на рисунке 4 (продольная составляющая) и рисунке 5 (вертикальная и поперечная составляющие). Вторая пара, представленная на рисунках 4б и 5в,г, явно соответствует концевым вихрям, локализованным очень близко к турбине. Остальные моды в основном локализованы в дальнем следе и характеризуются низкочастотными крупномасштабными когерентными движениями. Фактически, в области, близкой к турбине, концевые вихри быстро разрушаются, и их энергия перераспределяется в сторону меньших масштабов, пока не достигнет диссипативной области, где рассеиваются очень маленькие вихри. Таким образом, вдали от турбины, где концевые вихри разрушились, возникают другие низкочастотные когерентные структуры, которые могут быть связаны с неустойчивостью среднего потока или с нелинейными взаимодействиями между вихрями, выделяемыми турбиной. В рассматриваемом случае наблюдаемые крупномасштабные структуры могут быть связаны с вихрями, исходящими от башни и гондолы, как наблюдали Де Силлис и др. [8]. Преобразование Фурье временных коэффициентов ak (t) , связанных с наиболее энергичными модами POD, представлено на рисунке 6. В то время как третья мода, которая связана с концевыми вихрями, имеет доминирующее волновое число ω 42 (f 6,45), примерно соответствующее до трехкратной угловой частоты ротора, остальные энергетические моды характеризуются низкочастотными колебаниями в диапазоне ω [2,44–4,58] (f [0,44–0,73]). Однако на рисунке 6 показано, что большинство режимов POD характеризуются более чем одним частотным пиком, демонстрируя содержание более высоких/низких частот, что, по-видимому, связано не только с развитием гармоник основной частоты. Это подтверждает тот факт, что ПОД не позволяет четко разделить частоты и масштабы основных когерентных структур, развивающихся в потоке. Основные временные волновые числа восьми наиболее энергичных пар приведены в таблице 1 для дальн

Machine Translated by Google

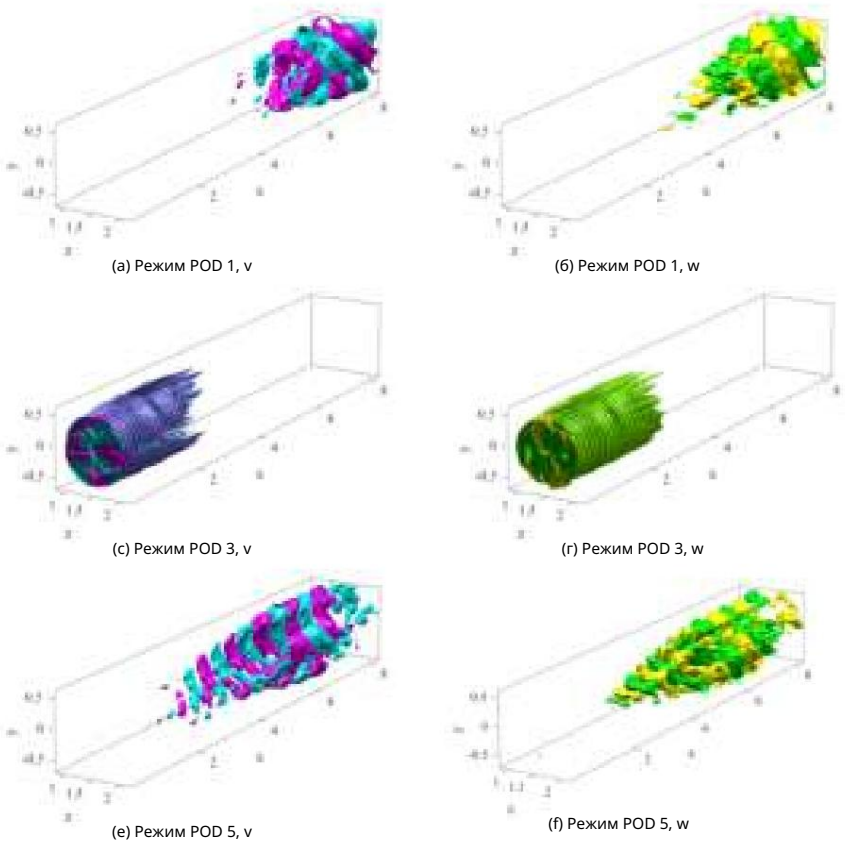


(а) Режим POD 1 (б) Режим POD 3

(c) Режим POD 5 (d) Режим POD 7

(д) Режим POD 9 (f) Режим POD 11

Рис. 4. Изоповерхности продольной скорости наиболее энергичных мод POD (красный для u = 0,001, синий для u = 0,001).



(а) Режим POD 1, v (б) Режим POD 1, w

(c) Режим POD 3, v (г) Режим POD 3, w

(e) Режим POD 5, v (f) Режим POD 5, w

Рис. 5. Вертикальная (слева) и поперечная (справа) изоповерхности скорости наиболее энергичных мод POD. (пурпурный/зеленый для v, w = 0,0008, голубой/желтый для v, w = -0,0008).

Machine Translated by Google

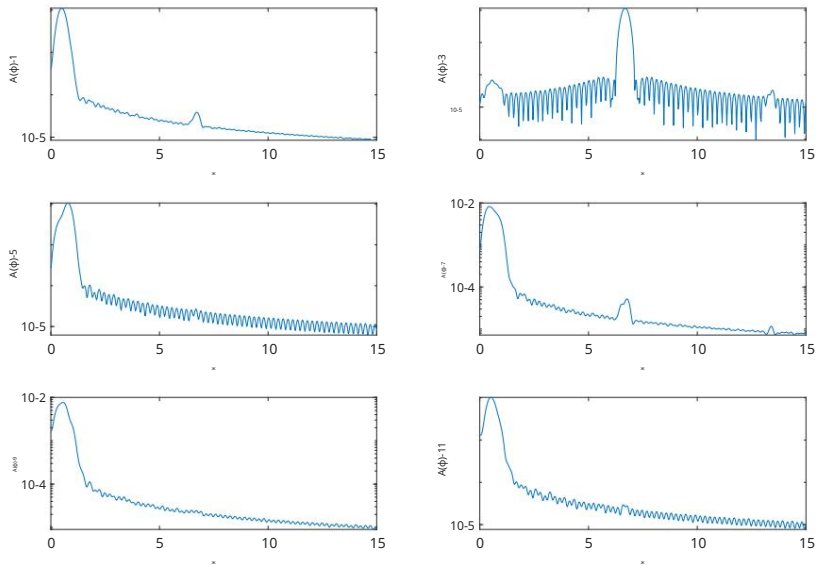


Рис. 6. Фурье-преобразование временных коэффициентов ak (t) , связанных с наиболее энергичным ПОД режимы показаны на рисунке 4.

Таблица 1. Частоты и амплитуды выбранных пар комплексно-сопряженных динамических мод, вычисляется с помощью стандартного DMD и DMD, способствующего разрежению.

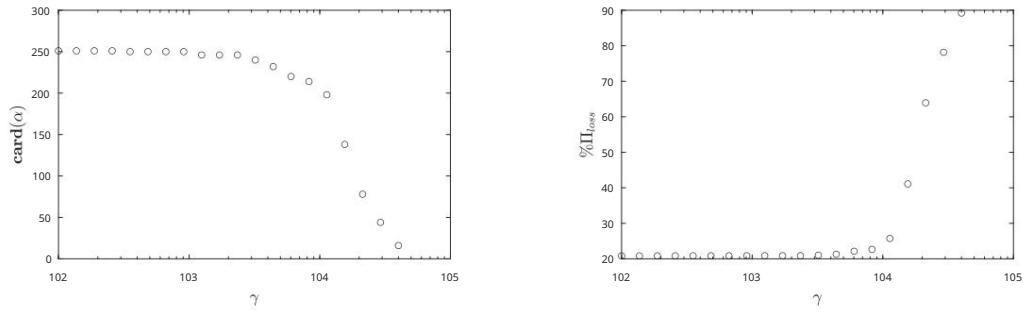
	R(ω)-ПОД	R(ω)-ДМД	|α| (стандарт DMD)	|α| (СП-ДМД)
Пара 1	3,26	42,0	14,34	14.86
Пара 2	42,0	5,20	11,39	9.55
Пара 3	4,58	2,13	8,54	8.53
Пара 4	2,23	3,92	9,26	7,89
Пара 5	2,44	2,30	7,50	7.80
Пара 6	3,76	2,96	8,26	7.48
Пара 7	2,64	4,25	6,39	6.02
Пара 8	1,13	3,58	4,22	4.06

4.2. Результаты SP-DMD

DMD, способствующий разреженности, был выполнен на подпространстве, состоящем из 251 POD. мод, для увеличения значений параметра разреженности γ, с целью исследования производительность алгоритма, как показано на рисунке 7. Можно отметить, что производительность потеря не равна нулю, даже для низких значений γ, поскольку DMD вычисляется в низкоразмерном пространстве, определяемом первыми 251 режимами POD. Обратите внимание, что первые 251 режим POD позволяют восстановить только 30% кинетической энергии потока (см. рисунок 3). Однако, одинаковое количество мод ДМД приводит к потере воспроизведения всего поля скоростей только 20% (см. рисунок 7, показывающий процент потерь, определенный в уравнении (19)). Таким образом, сравнивая производительность POD и DMD, мы будем иметь в виду относительную потеря производительности, рассчитанная относительно базового значения, полученного при сохранении все 251 мод, использованные для проецирования на базе POD (а именно, 20%Piloss). На рисунке 7: мы видим, что при $\gamma < 4 \times 103$, сохраняются примерно все 250 мод, что приводит к относительная потеря производительности близка к нулю. Для $4 \times 103 < \gamma < 104$, сохраняемые режимы падают до 150, что приводит к потере производительности, лишь немного превышающей базовое значение. Дальше увеличение параметра разреженности приводит к дальнейшему падению числа выбираемых мод, но ценой относительной потери производительности более 45% при менее 100 режимах сохраняются. Этот анализ показывает, что 200 мод достаточно для восстановления течения. поле с почти незначительной относительной потерей производительности. Для сравнения мы можем наблюдать на рисунке 3 видно, что 200 режимов POD приводят к восстановлению только 20% энергии потока, при этом то же количество режимов DMD приводит к потере производительности всего на 20%. Этот

Machine Translated by Google

ясно указывает на то, что кинетическая энергия не может быть значимой мерой динамической значимости структур потока для рассматриваемого потока. Таким образом, моды DMD, по-видимому, лучше подходят для построения моделей пониженного порядка, направленных на восстановление поля течения с небольшим числом степеней свободы.



(а) (б)

Рисунок 7. Уровень разреженности card(α) (a) и оптимальные потери производительности %Πloss (b) для различных значений параметра разреженности γ.

Для уменьшения динамики в пространстве очень низкой размерности и сравнения соответствующих мод с наиболее энергичными, восстановленными с помощью POD, в оставшейся части статьи мы выбираем значение параметра, способствующего разреженности, γ = 40 000. Этот конкретный выбор, несмотря на высокую потерю производительности, приводит к нетривиальному выбору всего лишь 16 соответствующих динамических режимов. На левой панели рисунка 8 показаны собственные значения μ линейного оператора F (см. уравнения (12) и (13)) , а также единичный кр
Режимы, выбранные алгоритмом повышения разреженности, отмечены черным кружком.
Как и ожидалось для турбулентного статистически стационарного потока, все собственные значения очень близки к единичному кругу, описывающему периодическую динамику соответствующих режимов. Заметен, кроме того, дисбаланс между высокочастотными и низкочастотными модами, причем высокочастотные являются, по существу, гармониками концевых вихрей. На правой панели рисунка 8 показано логарифмическое отображение log(μ) собственных значений, вычисленное в соответствии с ω = , где t i t — временное расстояние между двумя последовательными снимками, а i — мнимая единица.
Поскольку анализируемый набор данных является реальным, собственные значения с ненулевой частотой образуют комплексно- сопряженные пары, как и связанные с ними динамические моды. Таким образом, 16 динамических мод, выбранных DMD, способствующим разреженности, состоят из восьми комплексно-сопряженных пар. Частоты и амплитуды выбранных пар динамических мод суммированы в таблице 1 в сравнении с основными частотами наиболее энергичных мод POD.

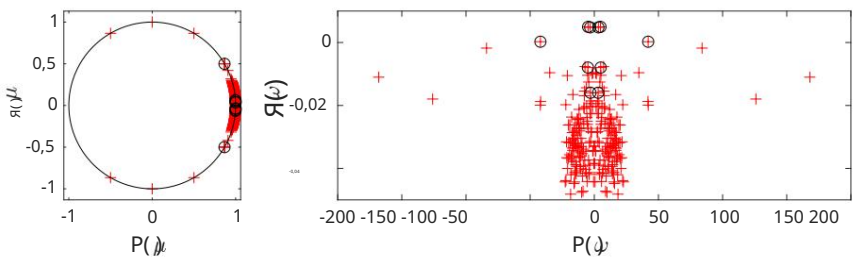


Рисунок 8. Собственные значения, полученные в результате стандартного алгоритма DMD (красные крестики) и алгоритма повышения разреженности (черные кружки). На правой панели показано логарифмическое отображение иес, ω = $\frac{\log(\mu)}{i\ t}$, собственного значения, где t — временное расстояние между двумя последовательными снимками и i мнимая единица.

Machine Translated by Google

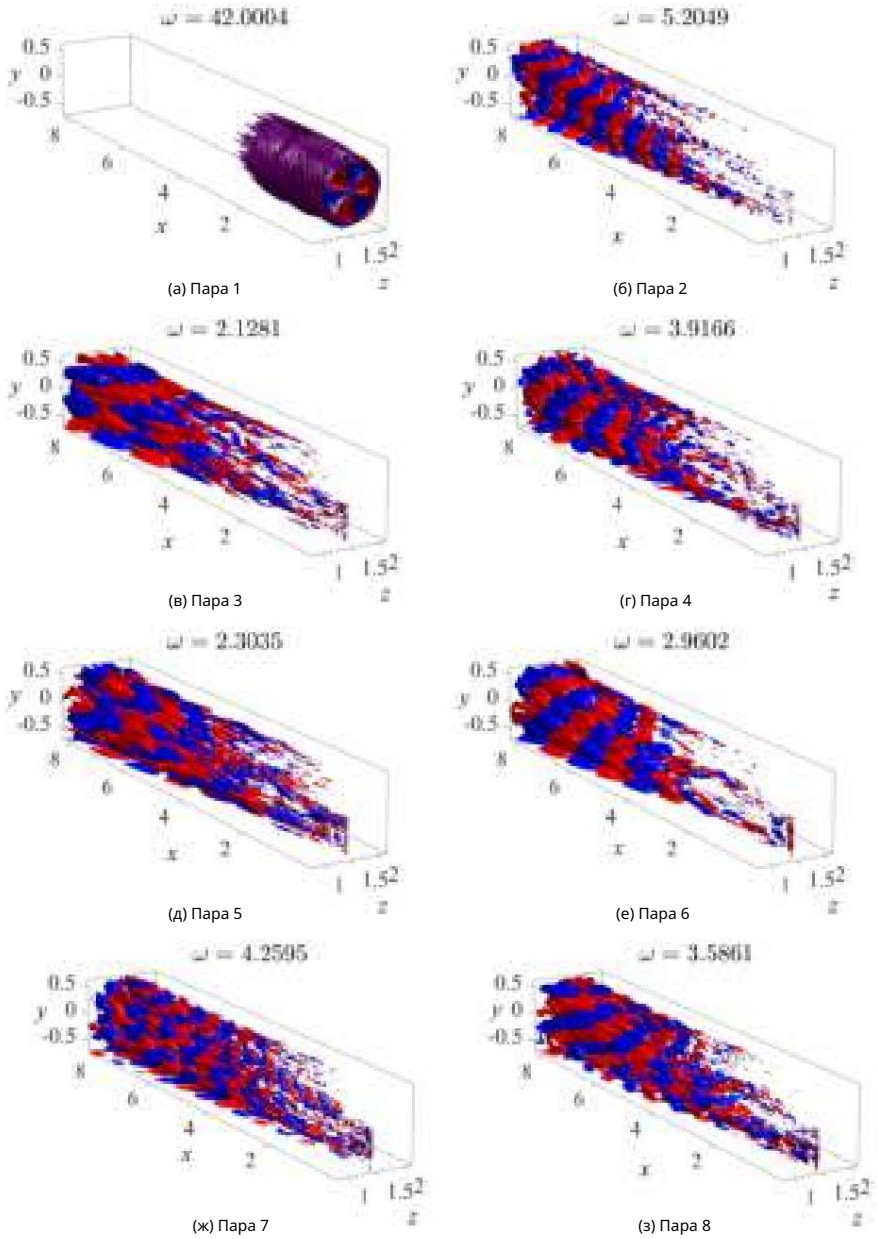
На рисунках 9 и 10 представлены компоненты скорости наиболее важных мод DMD, упорядоченные по их амплитуде |α|. Очевидно, что их основная структура аналогична структуре наиболее энергичных мод POD, несмотря на то, что их ранг различен и связанные с ними частоты не совсем одинаковы (за исключением высокочастотного режима). Среди режимов, выбранных SP-DMD, те, которые имеют наибольшую амплитуду, соответствуют концевым вихрям, как можно видеть на рисунке 9a для продольной скорости и на рисунках 10a,b для вертикальной и поперечной составляющих. Обратите внимание, что эта мода колеблется с характерной угловой частотой ω = 42, равной трехкратной угловой частоте вращения турбины. Интересно отметить, что POD причислил моду, связанную с кончиковыми вихрями, ко второй по энергии, вероятно, потому, что для нее характерны менее масштабные структуры, чем для остальных (крупномасштабные структуры, несущие, вообще говоря, больше энергии, чем мелкомасштабные). Остальные выбранные моды характеризуются низкими частотами и крупномасштабными пространственными структурами, что можно наблюдать на рисунках 9б–з и 10в–е.

Эти низкочастотные моды, вероятно, связаны с взаимодействием концевых вихрей и вихрей башни, как недавно было обнаружено при модальном анализе следа ветряной турбины с башней и гондолой и без них [8]. По сравнению с модами POD можно заметить, что эти моды занимают большую часть области, характеризуясь мелкомасштабной структурой в ближнем следе и крупномасштабными структурами в дальнем следе, в то время как низкочастотные моды POD обнаружены быть в основном локализованным в дальнем следе, вероятно, из-за большего энергетического содержания крупномасштабных структур, которые развиваются ниже по течению после того, как более мелкие структуры рассеялись. Более того, во всех низкочастотных режимах ДМД четко виден след башни вблизи входного отверстия (см. рис. 9б–з), который наблюдался только в режимах 9 и 11 ПОД. Эта прямая связь с ближним след мелкомасштабных структур

показано на рисунке 11, на котором показаны контуры продольной скорости наиболее важных мод DMD в двух разных плоскостях, параллельных стенке. Видно, что когерентные структуры мод ДМД практически равномерно распределены в продольном направлении, за исключением высокочастотной моды, которая преимущественно локализована в ближнем следе, по крайней мере, в ближайших к концентратору плоскостях. Напротив, как показано на рисунке 12, наиболее энергичные моды POD гораздо более сконцентрированы в дальнем следе (опять же, за исключением высокочастотной моды). Более того, что касается низкочастотных режимов POD, можно увидеть соответствующее масштабное разделение между структурами, расположенными ближе к концентратору (левые кадры) и расположенными ближе к стене (правый кадр). В частности, когерентные структуры, расположенные дальше от концентратора, имеют гораздо больший масштаб, чем те, что ближе к нему, и, вероятно, напрямую связаны с падением башни (обсуждение этого тип Вместо этого когерентные структуры, характеризующие моду DMD, по-видимому, поддерживают примерно одну и ту же длину волны, независимо от положения нормали к стене. Стоит отметить, что все наиболее энергичные моды POD страдают от одинакового разделения масштабов в направлении y и x , вероятно, из-за того, что они связаны более чем с одной временной частотой.

Наконец, что касается частот, указанных в таблице 1, режимы DMD характеризуются немного большими частотами и имеют другой ранг по сравнению с режимами POD. В заключение, обнаружено, что моды DMD, выбранные алгоритмом повышения разреженности, структурно аналогичны наиболее энергичным модам POD. Тем не менее, существуют некоторые нетривиальные различия в ранжировании, частотах и пространственных структурах, вероятно, связанные с тем фактом, что DMD изолирует структуры, связанные только с одной частотой, что приводит к значимым различиям в работе двух наборов режимов при восстановлении поля потока.

Machine Translated by Google



(а) Пара 1 (б) Пара 2

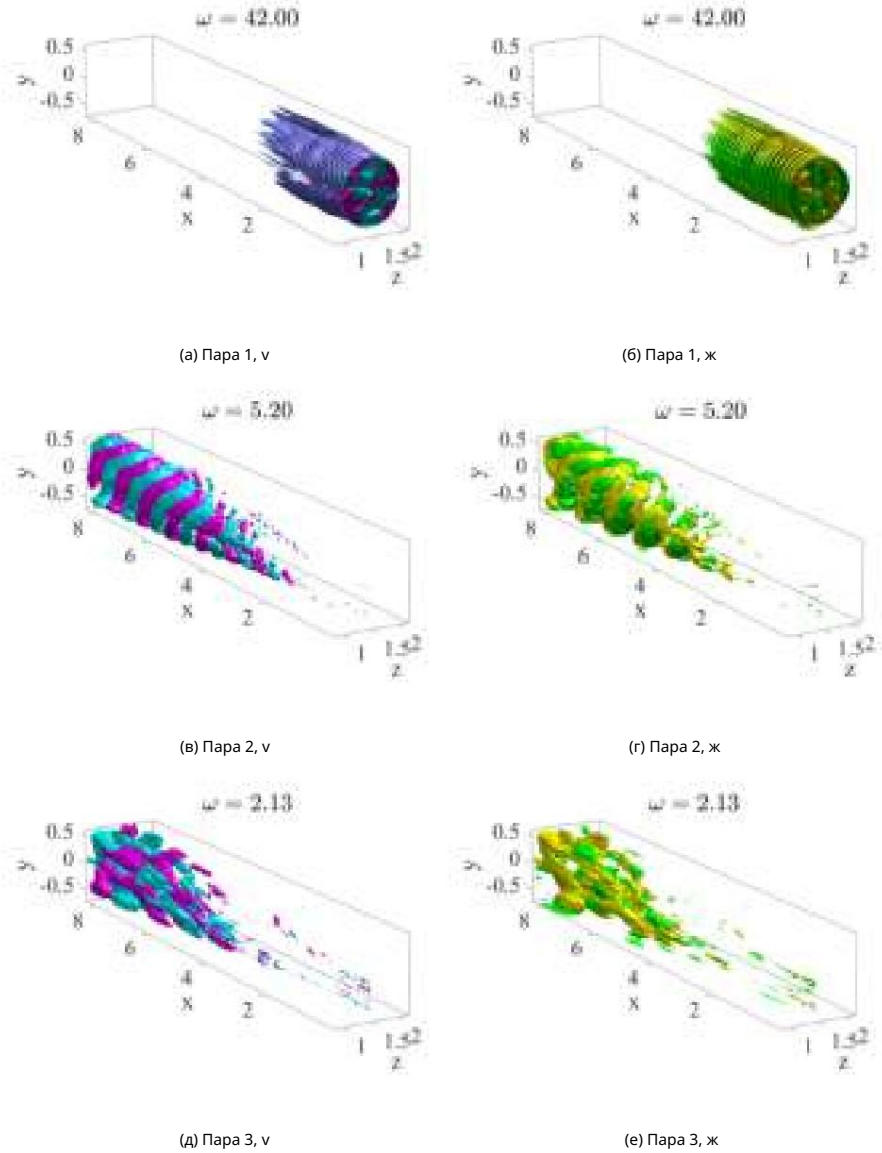
(в) Пара 3 (г) Пара 4

(д) Пара 5 (е) Пара 6

(ж) Пара 7 (з) Пара 8

Рис. 9. Изоповерхности продольной скорости (красный для значений u = 0,001, синий для значений u = -0,001) действительная часть восьми пар динамических режимов, выбранных алгоритмом повышения разреженности, упорядоченная согласно их амплитуде |α|.

Machine Translated by Google



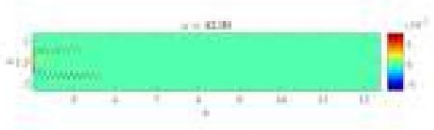
(а) Пара 1, v (б) Пара 1, ж

(в) Пара 2, v (г) Пара 2, ж

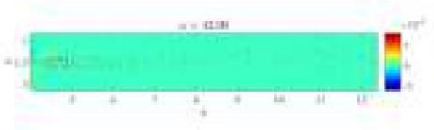
(д) Пара 3, v (е) Пара 3, ж

Рис. 10. Вертикальная (слева) и поперечная (справа) изоповерхности скорости (пурпурный/зеленый для v, w = 0,0008, голубой/желтый для значений v, w = -0,0008) реальной части наиболее важных трех динамических режимов' пары, выбранные с помощью алгоритма повышения разреженности, упорядоченные в соответствии с их амплитудой |α|.

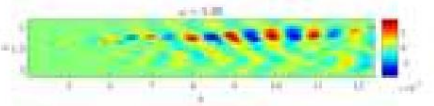
Machine Translated by Google



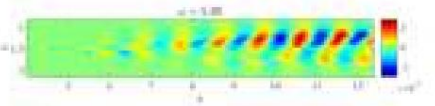
(а) Режим DMD 1, y = 0,41



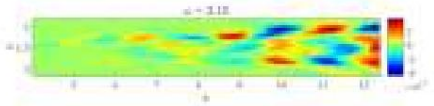
(б) режим DMD 1, y = 0,65



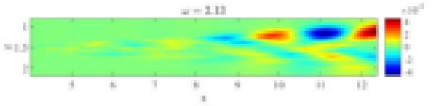
(в) Режим DMD 3, y = 0,41



(г) режим DMD 3, y = 0,65

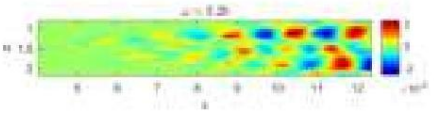


(д) Режим DMD 5, y = 0,41

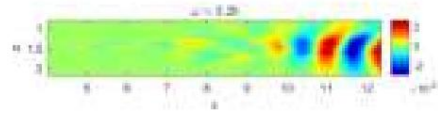


(е) режим DMD 5, y = 0,65.

Рис. 11. Контуры продольной скорости наиболее важных мод DMD на двух плоскостях с константой y.



(а) Режим POD 1, y = -0,41



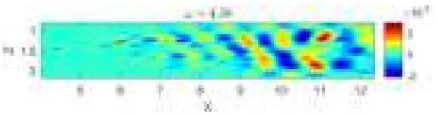
(б) POD-режим 1, y = -0,65



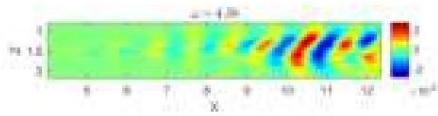
(в) Режим POD 3,y = 0,41



(г) POD-режим 3, y = -0,65



(д) Режим POD 5,y = 0,41



(е) POD-режим 5, y = -0,65

Рис. 12. Изолинии продольной скорости наиболее энергичных мод POD на двух плоскостях с постоянными y.

5. Обсуждение

В настоящей работе проведен численный анализ динамики следа, развивающегося за эталонной ветротурбиной NREL мощностью 5 МВт, для условий ламинарного притока с использованием правильное ортогональное разложение (POD) и динамический режим, способствующий разреженности разложение (СП-ДМД) поля нестационарного течения. Хотя POD предоставляет набор высокоэффективных энергичные, взаимно ортогональные моды, эти моды могут быть не самыми динамичными. соответствующий; поэтому выбор низкоразмерного базиса для реализации модели пониженного порядка может быть нетривиальным. С другой стороны, DMD в варианте, способствующем разреженности, имеет возможность выбора наиболее динамически значимого движения, используя разложение который ранжирует доминирующие во времени частоты по амплитуде. В литературе некоторые примеры сравнительного анализа производительности этих двух модальных разложений были выполнены для разных потоков, показывая целесообразность любого из двух модальные разложения в зависимости от случаев течения. Однако такое сравнение имеет никогда не оценивался непосредственно для случая потока за ветряной турбиной коммунального масштаба на реалистичное число Рейнольдса. В настоящей статье поток за ветром NREL-5MW Турбина была смоделирована с использованием подхода LES, в котором лопатки ротора модифицируются.

Machine Translated by Google

моделировались с использованием метода линии исполнительного механизма, тогда как башня и гондола моделировались с использованием метода погруженных границ. Наиболее энергичные моды, идентифицированные POD, в основном характеризуются крупномасштабными структурами, локализованными в дальнем следе, за исключением второй по энергии моды, которая развивается в ближнем следе и очень напоминает кон
Примечательно, что 50% турбулентной кинетической энергии всего поля потока обусловлено только 15% модами POD, а именно 457 модами. Однако необходимо 1525 мод, чтобы на них приходилось около 90% турбулентной кинетической энергии. Таким образом, используя энергетический критерий, оказывается, что для адекватного восстановления поля течения необходимо большое количество мод.

Пытаясь уменьшить степени свободы системы, DMD, способствующий разреженности, был выполнен на подпространстве, состоящем из 251 моды POD. В зависимости от значения параметра разреженности SP-DMD выбирал разные нетривиальные подмножества динамических режимов, которые оптимально восстанавливают всю последовательность данных. Сравнивая восстановленный поток с исходным, оказывается, что при малых значениях параметра разреженности алгоритм SP-DMD выбирает 200 режимов, что приводит к потере производительности 20% по сравнению с эталонными снимками. При высоких значениях параметра разреженности число выбранных мод значительно уменьшается ценой больших потерь. Во всех случаях наиболее значимая мода оказывается непосредственно связанной с концевыми вихрями, в то время как другие наиболее значимые моды характеризуются низкочастотными колебаниями, заполняющими большую часть области.

В то время как когерентные структуры, характеризующие моды DMD, поддерживают примерно одну и ту же длину волны, независимо от положения нормали к стенке/по направлению потока, моды POD демонстрируют четкое разделение масштабов в разных пространственных направлениях, вероятно, из-за того, что они связаны с более чем одна временная частота. Более того, режимы DMD характеризуются немного большими частотами и имеют другой ранг по сравнению с режимами POD.

6. Выводы

Сравнивая результаты анализа DMD с результатами POD, мы должны отметить, что реконструкция с использованием наиболее энергичных 200 мод POD приводит к потере 80% кинетической энергии потока, в то время как реконструкция поля потока с использованием наиболее релевантных 200 DMD мод. режимах приводит к потере производительности всего 20%. Несмотря на общее сходство между двумя наборами мод, различия в ранжировании, временных частотах и пространственных структурах между двумя методами модальной декомпозиции указывают на то, что энергетический критерий, такой как тот, который используется в POD, может не подходить для формулирование модели уменьшенного порядка следа ветряной турбины. Таким образом, для поиска оптимального низкоразмерного представления данных о потоке следует отдать предпочтение DMD, способствующему разреженности . Будущая работа будет направлена на разработку моделей уменьшенного порядка на основе SP-DMD и оценку их производительности в различных условиях потока.

Вклад автора: обработка данных, формальный анализ, подготовка проекта: GDC; Курирование данных, концептуализация, контроль, написание, подготовка оригинального проекта, рассмотрение и редактирование: SC; курирование, контроль, просмотр и редактирование данных : ОС; концептуализация, контроль, написание — обзор и редактирование: PDP; концептуализация, контроль, рецензирование и редактирование: С.Л. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: неприменимо

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Андерсен, С.Дж.; Соренсен, Ю.Н.; Миккельсен, Р. Моделирование внутренней турбулентности и взаимодействия следа внутри бесконечно длинного ряда ветряных турбин. Дж. Турбул. 2013, 14, 1–24. [Перекрестная ссылка]
2. Бастин, Д.; Вита, Б.; Вехтер, М.; Пейнке, Дж. На пути к упрощенной модели динамического пробуждения с использованием анализа модулей. Энергетика 2015, 8, 895–920. [Перекрестная ссылка]
3. ВерХюльст, К.; Менево, К. Исследование с помощью моделирования больших вихрей увлечения кинетической энергии энергичными турбулентными структурами потока на крупных ветряных электростанциях. Физ. Жидкости 2014, 26, 025113. [CrossRef]
4. Гамильтон, Н.; Туткун, М.; Кэл, Р.Б. Массивы пограничных слоев ветряных турбин для декартовых и шахматных конфигураций: Часть II, низкоразмерные представления посредством правильного ортогонального разложения. Ветроэнергетика 2015, 18, 297–315. [Перекрестная ссылка]
5. Гамильтон, Н.; Туткун, М.; Кэл, Р.Б. Анизотропный характер описания турбулентных течений низкого порядка посредством правильного ортогонального разложения. Физ. Ред. Жидкости 2017, 2, 014601. [CrossRef]
6. Гамильтон, Н.; Виджано, Б.; Калаф, М.; Туткун, М.; Кэл, Р.Б. Обобщенная основа для моделирования следа ветряной турбины пониженного порядка. Ветроэнергетика 2018, 21, 373–390. [Перекрестная ссылка]
7. Фортес-Плаза, А.; Кампаньоло, Ф.; Ван, Дж.; Ван, К.; Боттассо, К. Модель POD уменьшенного порядка для управления следом. Дж. Физ. Конф. Сер. 2018, 1037, 032014. [CrossRef]
8. Де Силлис, Г.; Керубини, С.; Семераро, О.; Леонарди, С.; Де Пальма, П. Анализ следа ветряной турбины на основе POD под влияние башни и гондолы. Ветроэнергетика 2021, 24, 609–633. [Перекрестная ссылка]
9. Илак, М.; Роули, К.В. Моделирование потока в переходном канале с использованием сбалансированного правильного ортогонального разложения. Физ. Жидкости 2008, 20, 034103. [CrossRef]
10. Шмид П.Дж. Динамическое модовое разложение численных и экспериментальных данных. Дж. Гидромеханика. 2010, 656, 5–28. [Перекрестная ссылка]
11. Юнго, Г.В.; Сантони-Ортис, К.; Абкар, М.; Порте-Ажель, Ф.; Ротеа, Массачусетс; Леонарди, С. Модель пониженного порядка, управляемая данными, для прогнозирования ветряных турбин будит. Дж. Физ. Конф. Сер. 2015, 625, 012009. [CrossRef]
12. Ле Кленш, С.; Лоренте, Л.С.; Вега, Дж. М. Прогнозы ветра для ветряных турбин вверх по течению на основе базы данных LiDAR. Энергетика 2018, 11, 543. [Перекрестная ссылка]
13. Чен, К.К.; Ту, Дж. Х.; Роули, К.В. Варианты динамической модовой декомпозиции: граничные условия, анализ Купмана и анализ Фурье. Дж. Нелинейная наука. 2012, 22, 887–915. [Перекрестная ссылка]
14. Йованович, MR; Шмид, П.Дж.; Николс, Дж. В. Динамическое модовое разложение, способствующее разреженности. Физ. Жидкости 2014, 26, 024103. [Перекрестная ссылка]
15. Семераро, О.; Беллани, Дж.; Ланделл, Ф. Анализ измерений PIV ограниченной турбулентной струи с временным разрешением с использованием режимов POD и Купмана. Эксп. Жидкости 2012, 53, 1203–1220. [Перекрестная ссылка]
16. Фредерик О.; Люхтенбург Д.М. Модальный анализ сложного турбулентного течения. На Седьмом Международном симпозиуме по турбулентности и Явления сдвигового потока; Цифровая библиотека Begell House: Дэнбери, Коннектикут, США, 2011.
17. Малд, ТВ; Эфраимссон, Г.; Хеннингсон, Д.С. Структуры потока вокруг высокоскоростного поезда, полученные с помощью правильного ортогонального разложения и динамического разложения по моде. Вычислить. Жидкости 2012, 57, 87–97. [Перекрестная ссылка]
18. Мендес, М.; Балабане, М.; Бухлин, Дж. М. Многомасштабное правильное ортогональное разложение сложных потоков жидкости. Дж. Гидромеханика. 2019, 870, 988–1036. [Перекрестная ссылка]
19. Медичи, Д. Экспериментальные исследования следов ветряных турбин: оптимизация мощности и извилистость. доктор философии Диссертация, Kungliga Tekniska Хогсколан (KTH): Стокгольм, Швеция, 2005 г.
20. Поуп, С.; Поуп, С.; Экклс, П.; Пресс, КУ «Турбулентные течения»; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 2000.
21. Орланди, П. Явления потока жидкости: набор численных инструментов; Том 55, Механика жидкости и ее приложения; Спрингер: Дордрехт, Нидерланды, 2000 г. [CrossRef]
22. Соренсен, Ю.Н.; Шен, В.З. Расчет следа ветровой турбины с использованием комбинированной методологии Навье-Стокса/линии привода. В материалах Европейской ветроэнергетической конференции и выставки 1999 г., Ницца, Франция, 1–5 марта 1999 г.; стр. 156–159.
23. Орланди, П.; Леонарди С. ДНС турбулентных канальных течений с двухмерной и трехмерной шероховатостью. Дж. Турбул. 2006, 7, N73. [Перекрестная ссылка]
24. Орлански И. Простое граничное условие для неограниченных гиперболических потоков. Дж. Компьютер. Физ. 1976, 21, 251–269. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Экспериментальный и численный анализ ступени компрессора в условиях искажения потока

Альберто Бареттер [1], Бенжамен Годар [2], Пьеррик Жозеф [1], Оливье Руссетт [1], Франческо Романо [1], Рафаэль Барьер [2], Антуан Дазен [1,*]

[1] унив. Лилль, CNRS, ONERA, Технологический институт искусств и ремесел, Центральный Лилль, UMR 9014-LMFL-Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille - Kampé de Fériet, F-59000 Лилль, Франция; alberto.barette@ensam.eu (AB); pierric.joseph@ensam.eu (PJ); olivier.roussette@ensam.eu (ИЛИ); francesco.romano@ensam.eu (Франция)

[2] Онера — Французская аэрокосмическая лаборатория. F-92190 Медон, Франция; benjamin.godard@onera.fr (БГ); raphael.barrier@onera.fr (РБ)

* Переписка: antoine.dazin@ensam.eu

Аннотация: Во многих случаях ступени вентилятора или компрессора сталкиваются с азимутальными искажениями потока на входе, что влияет на их производительность и стабильность. Эти искажения потока могут быть вызваны внешними событиями или некоторыми конкретными геометрическими особенностями. Целью данной работы является предложить совместный численный и экспериментальный анализ поведения потока в одной ступени осевого компрессора при искажении потока. Искажения создаются различными сетками, расположенными перед ротором. Экспериментально анализ потока основан на измерениях, полученных с помощью серии датчиков нестационарного давления, установленных заподлицо с корпусом ротора машины. Расчеты URANS проводятся с использованием программного обеспечения elsA. Искажение потока моделируется падением коэффициента давления торможения на входном граничном условии. В первую очередь исследование сосредоточено на способности перепада давления, заданного в качестве входного граничного условия в CFD, точно воспроизводить эффект искажения потока. Анализ проводится с использованием разложения по сингулярным значениям (SVD) и динамического модового разложения (DMD). Особое внимание затем на экспериментальном уровне уделяется возникновению вращающегося срыва, от начала неустойчивости до полностью развитых срывных ячеек.

Ключевые слова: осевой компрессор; искажение впуска; вращающийся ларек

Цитирование: Бареттер, А.; Годар, Б.; Джозеф, П.; Руссетт, О.; Романо, Ф.; Барьер, Р.; Дазин А. Экспериментальный и численный анализ работы ступени компрессора в условиях искажения потока. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 43. https://doi.org/10.3390/ijtpp6040043 .

Поступила: 30 сентября 2021 г.
Принято: 17 ноября 2021 г.
Опубликовано: 23 ноября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Искажение на входе – это ситуация, при которой поток, поступающий в турбомашину, неоднороден . Это может произойти в реактивных двигателях, потому что кривизна воздухозаборника вызывает вторичные потоки или потому, что воздухозаборник расположен близко к фюзеляжу, так что пограничный слой заглатывается. В принципе, поглощение пограничного слоя (BLI) имеет потенциальную выгоду в снижении расхода топлива для гражданских самолетов [1]. Он заключается в уменьшении лобового сопротивления с помощью авиационных двигателей, которые частично встроены в заднюю часть фюзеляжа самолета и поглощают пограничный слой, образующийся на фюзеляже. Другие ситуации, в которых могут возникнуть искажения, связаны с работой двигателя в сильно турбулентных потоках или при боковом ветре. Типичной особенностью искаженного потока является сосуществование областей более низкого и более высокого общего давления. Действительно, турбомашины обычно проектируются для работы при равномерном притоке по окружности, так что вращающиеся лопатки видят одинаковый угол падения и испытывают одинаковые профили давления на лопатках. Однако в окружном искаженном потоке лопасти вращаются в области низкого давления и из нее, и, таким образом, их угол падения будет циклич

Простая модель для описания окружного искажения была предложена в [2]. Реакция лопастей на синусоидальные колебания угла падения состоит из колебаний коэффициента подъемной силы, и, поскольку изменения степени сжатия пропорциональны изменениям коэффициента подъемной силы, циклическое поведение коэффициента подъемной силы вызывает циклическое поведение лопастей. степень давления в карте компрессора. Такое циклическое по

Machine Translated by Google

ухудшение характеристик машины, которая не может выдерживать такое же давление
соотношение как и в неискаженных режимах работы. Более того, насколько стабильность компрессора
что касается области искаженного потока, это приводит к более высокому падению и, следовательно, к более тесной работе.
до предела срыва. Запас срыва снижается, и нестабильность будет срабатывать при более высоких значениях.
коэффициент потока.

Начиная с ранних исследований 1970-х годов [3,4] и заканчивая более поздними исследованиями [5], эффект
Искажение входного отверстия турбомашин проверялось в основном с помощью экранов [6], размещенных
перед машиной; внимание было сосредоточено на характеристике
стабильные характеристики при искажениях на входе и при вращающемся срыве, в основном с точки зрения
снижение маржи стойла. Два аспекта, по-видимому, заслуживают дальнейшего изучения.

Первый относится к характеристике эффекта экранов, представляющих искажение.
Необходимо лучшее понимание влияния геометрии экрана на поток.
улучшить понимание последствий искажения входного потока, генерируемого экраном. А
Второй аспект – отсутствие исследования детальной динамики возникновения срыва при
искажение [7].

Чтобы обратиться к первой теме, экспериментальные и численные сигналы в установившемся состоянии и
Сравнивались переходные работы осевого компрессора как в случае чистой
операция неискаженного потока и операция искаженного потока, создаваемая экраном, помещенным в
передняя часть машины. Проведено сравнение экспериментальных и численных сигналов затрубного давления.
для стабильной рабочей точки, близкой к номинальным условиям. Что касается стабильной работы
В данном случае мгновенные измерения затрубного давления были проанализированы с использованием динамического
декомпозиция по модам для извлечения модального содержимого сигнала и выделения эффекта
экрана.

Что касается детальной динамики переходного режима в направлении вращающегося срыва ,
статическое давление в обсадной колонне было получено с помощью датчиков, расположенных по окружности.
и используется для отслеживания развития возмущения во время переходного процесса.

2. Экспериментальная установка

Эксперименты проводились на тихоходном осевом компрессоре CME2, работающем
в Arts et Métiers, Лилль, Франция. Приведены его основные рабочие и геометрические параметры.
в таблице 1.

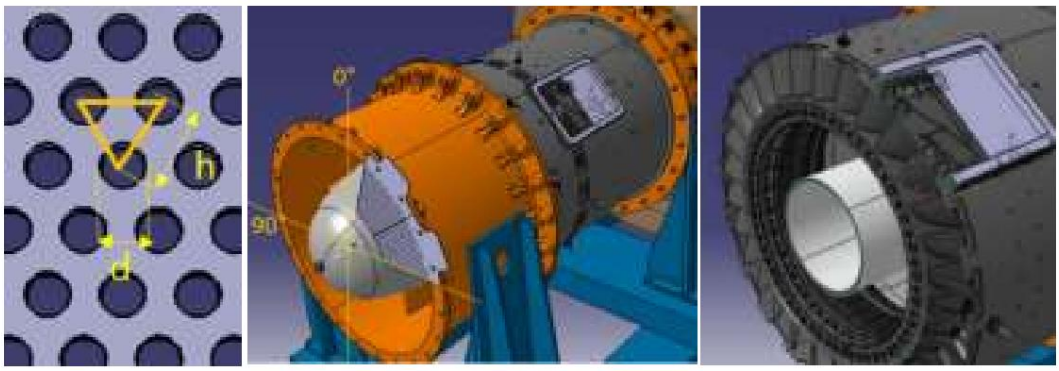
Таблица 1. Параметры компрессора.

Скорость вращения	3200	об/мин
Расчетный массовый расход при 3200 об/мин	5.3	кг/с
Расчетное соотношение общего и статического давления при	1.03	
Номер лопасти ротора	30	
Номер лопатки статора	40	
Диаметр корпуса	550	мм
Хорда кончика ротора	84	мм
Угол смещения кончика ротора	54	
Зазор между кончиками ротора	0,5	мм
Количество структурных стоек	4	

Стенд (рис. 1б,в) оборудован 14 датчиками давления, вмонтированными в корпус.
(рис. 2). Семь пьезорезистивных датчиков давления ENDEVCO 8510B расположены по окружности в середине
хорды, а семь других пьезорезистивных датчиков давления ENDEVCO
8507C устанавливаются на инструментальное окно (рис. 1c) и образуют линию в осевом направлении.
направлении, начиная с 2 мм впереди передней кромки лопастей и продолжая вверх
до задней кромки. Положение 0 выбрано в полдень на рисунке 1b, а положительные углы
находятся в направлении вращения лопастей. Частота дискретизации составляет 100 тыс. отсчетов/с. Номинальное давление

Machine Translated by Google

датчиков составляет 6,89 кПа, а чувствительность после калибровки варьируется от 23,1 до 29,8 мВ/кПа. Погрешность в % от полной шкалы составляет от 0,3 до 1,2.



(а) (б) (с)

Рис. 1. (a) CAD-представление равностороннего треугольного рисунка отверстий сетки; (b,c) CAD-представление компрессора CME2, показывающее положение сетки относительно инструментированного окна.

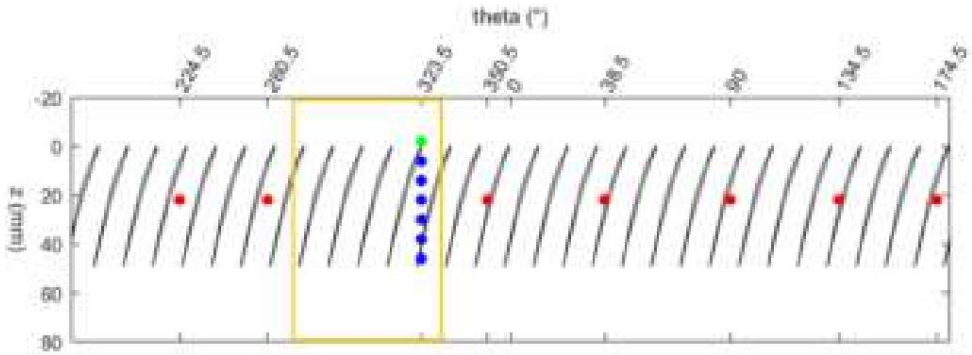


Рис. 2. Схема расположения лопаток несущего винта и датчиков давления, выделенная красным (положение по окружности середины хорды) и синим (осевое положение от z = 2 мм до z = 50 мм); датчик, используемый для DMD (зеленый), след сетки (желтый).

Искажение создается с помощью экранов искажений, созданных из стальных перфорированных пластин, установленных на один гидравлический диаметр перед компрессором. Пластины имеют толщину 2 мм , отверстия диаметром 3 мм (d на рисунке 1a) и расстояние между отверстиями 5 мм (h на рисунке 1a) и рисунок равностороннего треугольника (рисунок 1a). Пористость, определяемая как площадь перфорации = 33% 2

$$=$$

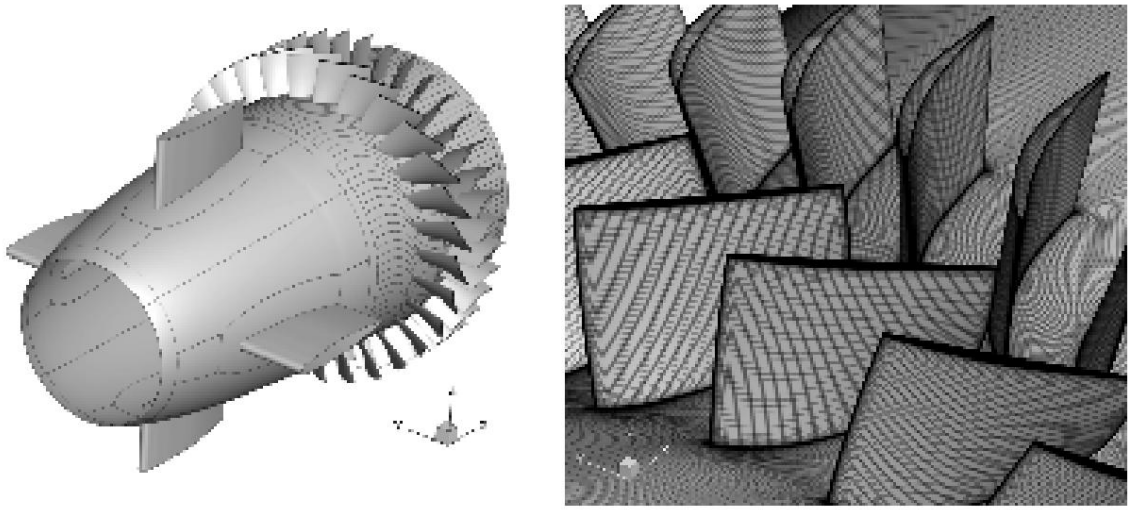
разделенное на общую площадь, равно $f_{дх} = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} = 33\%$. Пластины были разрезаны на угловые сектора 2 3 , имитирующие окружное искажение (рис. 1б). Для экспериментов сектор 60 = 33% был установлен между 330 ; расчетное безразмерное падение давления, основанное на скорости размещения экрана (22 м/с), составляет 1,05.

3. Численная установка

Нестационарные RANS-вычисления выполняются в этой конфигурации с помощью сжимаемого решателя ONERA elsA [8] с использованием схемы Roy второго порядка по пространству, схемы обратного Эйлера первого порядка по времени и скалярного неявного метода LUSSOR. Турбулентные величины определяются с использованием модели двух уравнений kl из [9]. Полная геометрия кольцевого пространства рассчитывается с использованием стоек, рядов ротора и статора, в результате чего получается сетка из 122 миллионов узлов, как показано на рисунке 3. Число узлов в сетках стойки, ротора и статора составляет соответственно 10, 70, 42 миллиона. В направлении размаха для компонентов стойки и статора имеется 88 и 121 узел соответственно. В зазоре законцовки несущего винта количество узлов по р
Геометрия экрана не моделируется; скорее, искажение, вызванное экраном, было смоделировано полным перепадом давления, непосредственно приложенным к входному граничному условию. Условия на входе включают в себя приложение общего давления, общей температуры, направления скорости и

Machine Translated by Google

переменные турбулентности (скорость турбулентности 2%); граничное условие на выходе применяется со статическим давлением во ступице и условием радиального равновесия, и оно использовалось как для моделирования с сеткой, так и без нее. Для расчетов было использовано 3600 итераций на один оборот ротора , и было смоделировано 6 полных оборотов как для чистого, так и для искаженного случая. Что касается временной периодичности численного моделирования, то используемый критерий состоит в периодической повторяемости мгновенного массового расхода для двух последовательных оборотов с расхождениями менее 0,1%. Усреднение по времени проводилось при полном обороте ротора.



(а) (б)

Рисунок 3. (а) Домен CFD; (б) сетчатые виды.

Было выполнено два моделирования: первое с чистым входным потоком, второе с перепадом давления, соответствующим первому экрану, использованному в тесте. Два моделирования без сетки и с сеткой 60° сходились к стабильной рабочей точке, без вращающегося срыва, при среднем массовом расходе соответственно 4,853 кг/с и 4,848 кг/с соответс Нестационарное давление извлекалось из расчетов в тех же фиксированных положениях, что и пьезорезистивные датчики давления испытательного стенда.

4. Результаты

4.1. Стабильная работа.

Было выполнено сравнение сигналов, измеренных перед ротором для случаев с неискаженным экраном и с искажением экрана под углом 60°. Сравнение проводилось с использованием динамического разложения по модам (DMD). DMD был впервые предложен в [10] и представляет собой метод, основанный на данных, который позволяет разложить пространственно-временные измерения на набор динамических пространственно-временных режимов, полученных в результате локальной линеаризации динамики системы . Эти режимы были ограничены постобработкой измерений давления, зависящих от времени, поскольку мы не объединяли несколько датчиков для включения пространственной информации в наш анализ DMD.

Измерения давления во времени были перегруппированы в матрицу H (матрицу Ханкеля) путем сдвига их во времени в соответствии с количеством использованных нами режимов для воспроизведения каждого сигнала. Следовательно, количество столбцов H равнялось количеству мод, которые использовались для аппроксимации сигнала (в исследовании 500); количество строк соответствовало количеству измерений времени, рассматриваемых во временном окне постобработки (5 с × 100 кС/с).

Из матрицы H были созданы две матрицы X1 и X2 , X2 — матрица, сдвинутая во времени , а X1 — матрица отдельных снимков. DMD вычислил ведущие собственные моды линейного оператора A, которые лучше всего продвигали данные X1 до X2, т. е. X2 H $A X1$ $H-1$,

Machine Translated by Google

где N обозначает время текущего снимка. Для N , следовательно, непрерывного движения во времени, соответствующая линейная система имеет вид

$$\frac{dX}{dt} = AX \quad (1)$$

При начальном условии X(0) уравнение имеет решение:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{H} \psi_k \exp(\omega_k t) b_k \quad (2)$$

где ψk и ωk — собственные векторы и собственные значения матрицы A, а bk — координаты x(0) в базисе собственных векторов. Возвращаясь к аналогичной дискретной по времени системе с шагом по времени t, получаем

$$X2 = AX1 \quad (3)$$

где A = exp(AΔt). Поскольку матрица A обычно имеет очень большую размерность, вместо непосредственного вычисления собственных значений A мы использовали представление A с пониженным ранг Это представление A с пониженным рангом было получено с помощью разложения по сингулярным значениям (SVD). Полный алгоритм, использованный в нашем исследовании, более подробно объяснен в [11].

Сначала к экспериментальным сигналам был применен DMD. В настоящих экспериментах были выбраны два различных массовых расхода, и статическое давление в корпусе от датчиков, расположенных на расстоянии z = -2 мм (зеленый цвет на рисунке 2), регистрировалось в течение 5 с, что составляло примерно 265 оборотов ротора. Первый массовый расход составил 5 кг/с и соответствовал коэффициенту расхода φ 0,506, близкому к расчетному.

Второй исследованный нами массовый расход составлял 4,2 кг/с и соответствовал φ 0,425, т.е. последней стабильной конфигурации перед началом вращающегося срыва в CME2. На рисунках 4a,b показано сравнение реконструкции DMD и экспериментально полученных необработанных сигналов. На том же рисунке ошибка реконструкции ДМД выделена оранжевым цветом. Реконструкция DMD хороша, но она теряет некоторую точность, когда в экспериментальном сигнале появляются непериодические пики при скорости 5 кг/с, и не обеспечивает точную аппроксимацию сигнала, искаженного сеткой, при массовом расходе 4,2 кг/с (не представлен на рисунке 4), поскольку сигнал был сильно непериодическим.

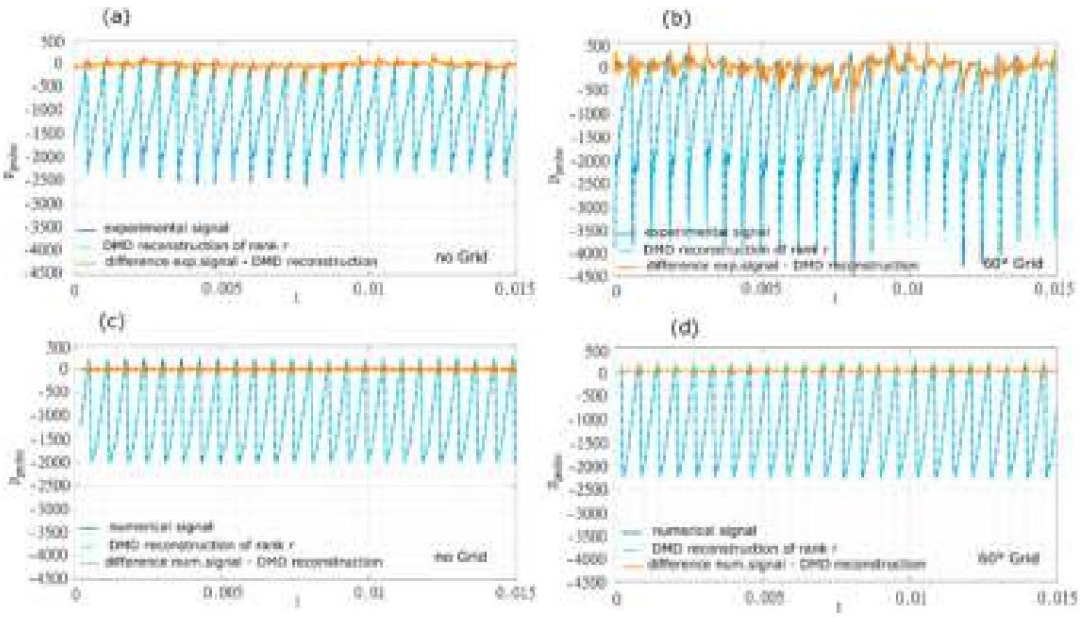
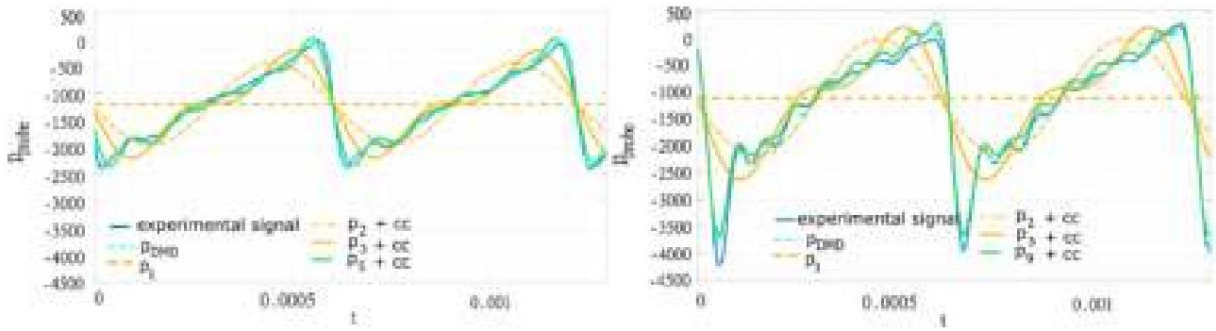


Рисунок 4. (a,b) Сравнение необработанного сигнала (синий) и реконструкции DMD (голубой) для случая 5 кг/с; (c,d) сравнение необработанного числового сигнала (синий) и реконструкции DMD (голубой) для случая 4,85 кг/с.
Разница между необработанным сигналом и реконструкцией DMD отмечена оранжевым цветом.

Machine Translated by Google

Частичная реконструкция МДД показана на рисунках 5а, б, где pDMD указывает на реконструкция с 21 модой, p1 — реконструкция первой моды (линейный метод наименьших квадратов соответствует сигнала), p2 реконструкция до второго порядка (линейный метод наименьших квадратов плюс вторая мода с ее комплексно-сопряженным) и так далее. На рисунках 5а,б, p5 и p9 соответственно представляют реконструкцию ДМД с минимальным количеством мод, имеющих ошибку меньше или равно 5% по отношению к ДМД с 21 режимом.

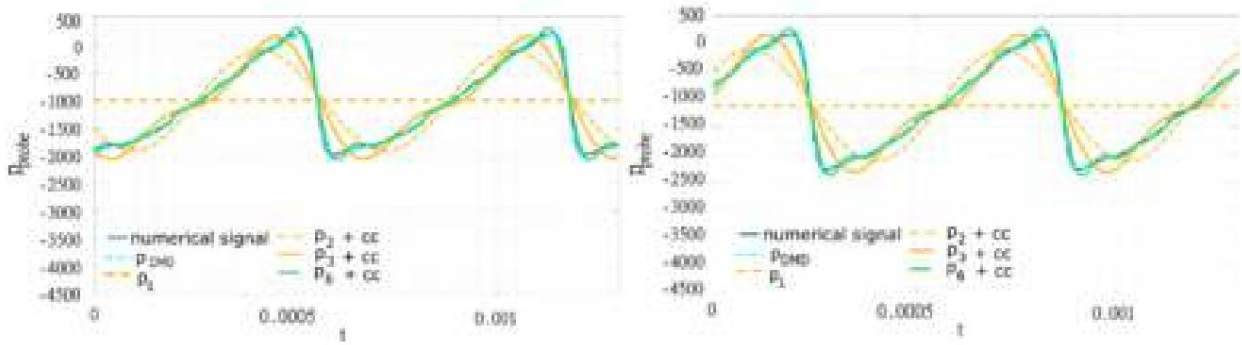


(а) (б)

Рисунок 5. Частичная реконструкция МДД; p1 : аппроксимация методом наименьших квадратов, pi + cc: режимы DMD плюс комплексно- й заказ. сопряженный (cc) до i (a) 11 режимов 5 кг/с без сетки; (б) 19 мод 5 кг/с с сеткой 60 .

Согласно этому критерию минимальное количество режимов ДМД, необходимое для хорошей воспроизвести экспериментальный сигнал составил 11 для неискаженного случая при массовом расходе 5 кг/с. С появлением сетки необходимое минимальное количество мод выросло до 19.
Эти дополнительные режимы частично можно объяснить наличием пика низкого давления. в сигнале след повышенной нагрузки на лопатки из-за локального снижения массового расхода за решеткой. Но мы ожидаем, что это не единственный эффект присутствия сетки.

Затем DMD был применен к числовым сигналам. Реконструкция (рис . 4в,г) было очень хорошо. Для числовых сигналов необходимое количество мод DMD хорошо Воспроизведение сигнала составило 13 независимо от наличия сетки (рис. 6а,б). Числовой Таким образом, моделирование теряет некоторую информацию по сравнению с экспериментами.



(а) (б)

Рисунок 6. Частичная реконструкция МДД; p1 : аппроксимация по методу наименьших квадратов, pi + cc: моды DMD плюс й заказ; комплексно-сопряженные (cc) до i (a) 13 мод 4,85 кг/с без сетки, (b) 13 мод 4,85 кг/с с сеткой 60°.

Первое качественное различие между экспериментальным и численным сигналами было наличие резкого падения давления в экспериментальном сигнале. Такая особенность не была учтена при численном моделировании. Вторым отличием было наличие высокочастотного колебания экспериментального сигнала (рис. 5б). Режимы с 5 и 10 колебаниями в секунду появился канал лопатки. Их амплитуды составляли соответственно 25% и 7,5% от амплитуда основной гармоники. Такие моды могут быть связаны со струями, создаваемыми отверстиями сетки. Канал лезвия имеет размер 57 мм, расстояние между отверстиями 5 мм.

Machine Translated by Google

так что на канал лопасти приходится 11 отверстий. Эта особенность уже подчеркивает ограничение использования сетки для воспроизведения общего искажения, поскольку геометрия сетки привносит в поток некоторые характерные масштабы, отсутствующие в других типах искажений. Таким образом, сравнение рисунков 5 и 6 показывает, что общее падение давления на входе слишком упрощено для моделирования искажений, генерируемых экраном.

На рисунке 7 собственные значения, полученные в результате применения SVD к экспериментальным сигналам, представлены для двух массовых расходов, исследованных экспериментально, с наличием сетки 60° и без нее. Собственные значения SVD также представлены для числовых сигналов с сеткой и без нее. Собственные значения нормированы по значению их общей суммы так, что они представляют относительное содержание энергии в различн В числовых сигналах (рис. 7б) наличие сетки не изменило относительное энергосодержание мод. Более того, в экспериментальных сигналах (рис. 7а, в) наблюдались существенные различия. Подчеркнем, что распределение энергии было различным в зависимости от массового расхода даже для неискаженного экспериментального течения. Первая мода СВД (фиолетовая на рисунке 7) имела относительную энергию 32% при 5 кг/с, которая уменьшалась до 15% г

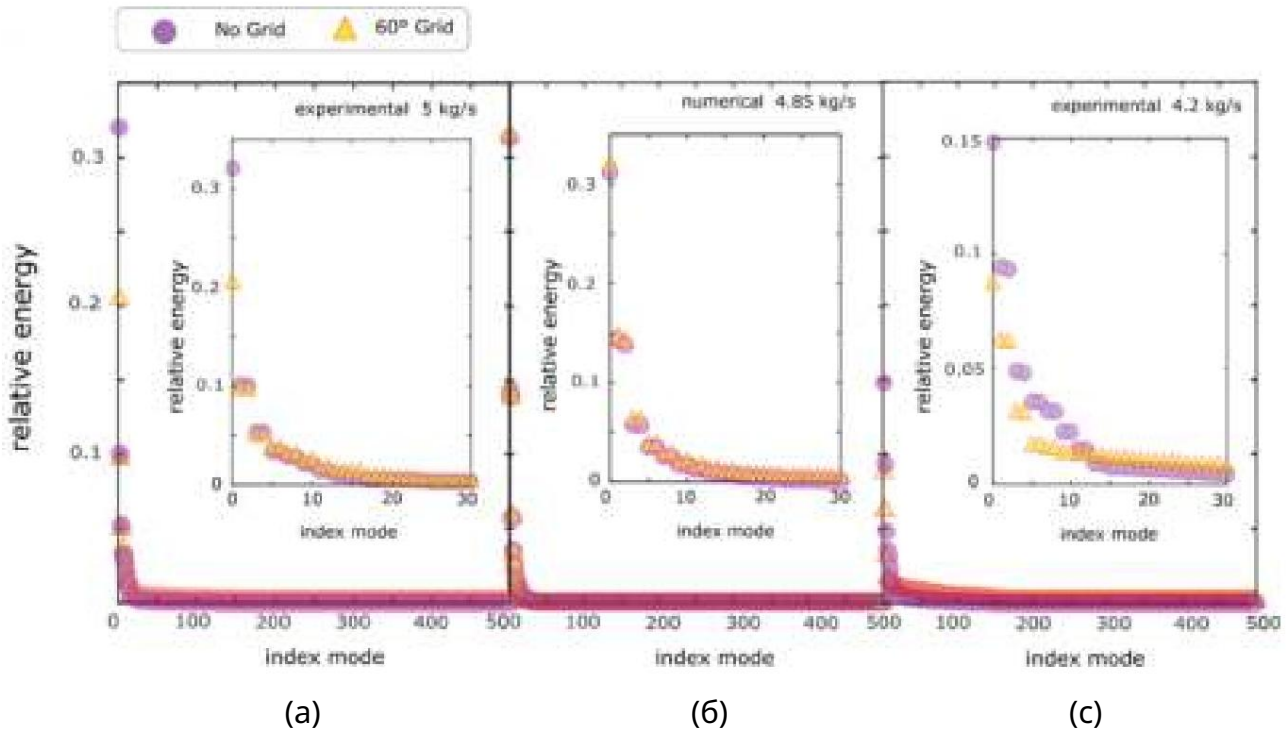


Рис. 7. Относительная энергия в модах, рассчитанная по SVD. Экспериментальные сигналы. а) 5 кг/с; в) 4,2 кг/с; числовой сигнал (б) 4,85 кг/с.

Таким образом, по мере приближения к пределу срыва сигналы становились менее периодическими и энергия перераспределялась от низких частот к более высоким частотам, соответствующим более высоким собственным значениям индекса. Наличие экрана 60 аналогично влияло на перераспределение энергии мод СВД, т.е. часть низкомодовой энергии конфигурации без сетки передавалась в более высокие моды для системы с сеткой. Фактически, с сеткой (оранжевый цвет на рисунке 7) относительная энергия мод с низким индексом была ниже, чем без сетки (фиолетовый цвет на рисунке 7), в то время как относительная энергия мод с высоким индексом с сеткой была выше, чем без сетки. .

Тенденция воспроизводилась как для 5 кг/с, так и для 4,2 кг/с. Мы предполагаем, что часть перераспределения энергии была вызвана дополнительным присутствием мод, вносимых локальной геометрией сетки.

Machine Translated by Google

4.2. Начало срыва

Как показано в предыдущем разделе, численное моделирование хорошо уловило эффект ведущего порядка, измеренный в экспериментальных сигналах для искаженных конфигураций. Однако мы ожидаем , что особенности, вызванные геометрией сетки, наблюдаемые при экспериментальных измерениях давления, играют важную роль в возникновении и затухании вращающихся н Поскольку численное возмущение моделировалось как перепад давления, такое физическое явление невозможно изучить с помощью нашего компьютерного моделирования. Поэтому далее представлены только экспериментальные измерения.

Что касается процесса возникновения срыва, сравнивались случай без экрана искажения и случай с экраном искажения 60° перед инструментальным окном. Дроссельный клапан постепенно закрывался, начиная с последней стабильной точки, чтобы вызвать вращающийся срыв. В предыдущих работах [12,13] наблюдалось, что возмущение, возникающее в CME2, всегда носит спайковый характер. Типичный переход в режим срыва представлен на рисунке 8. Сигналы фильтровались (частота среза 800 Гц) для устранения частоты прохождения лопаток (1600 Гц). Отслеживание развития возмущений осуществлялось с использованием взаимной корреляции между каждым сигналом и эталонным кусочным сигналом, состоящим из типичного выброса, застойной ячейки и перехода между ними. Пики корреляции представляют собой временное положение возмущения для каждого датчика (красные точки на рисунке 8).

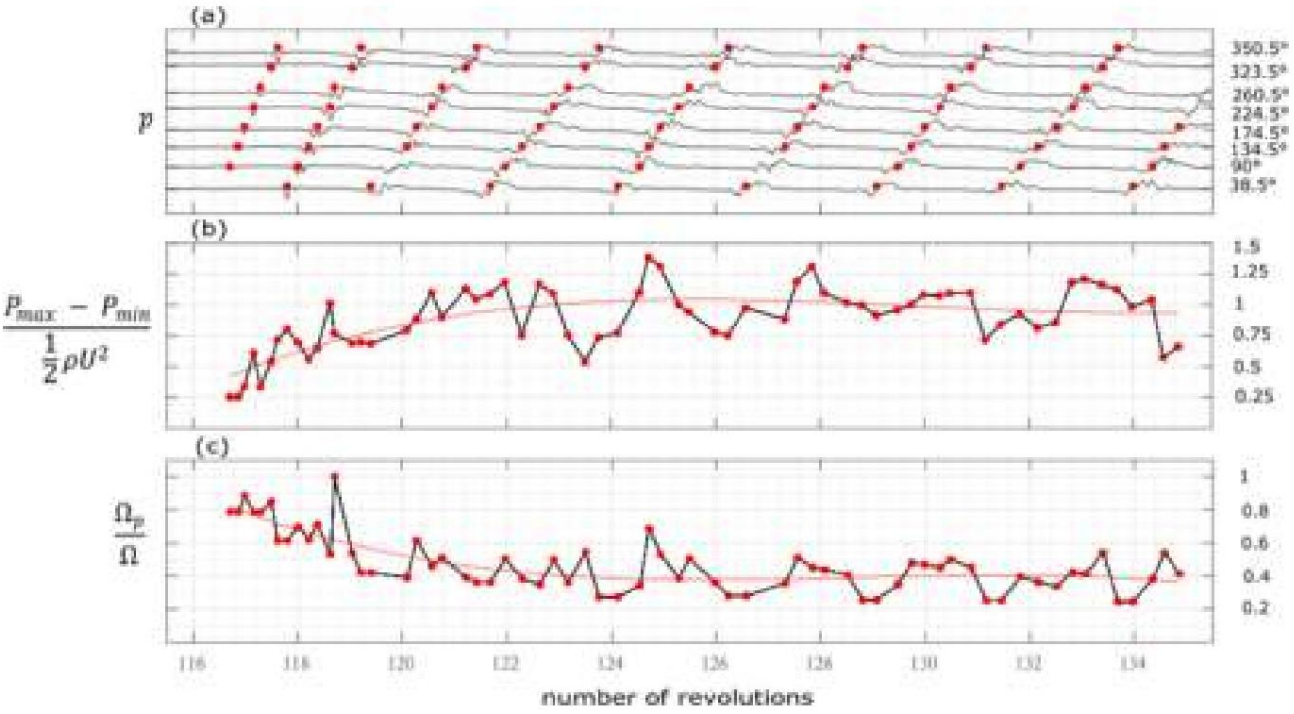


Рисунок 8. Переходный процесс срыва без сетки; по оси x - количество оборотов, по оси y: a) угловое положение сигнала , б) безразмерная амплитуда давления, в) безразмерная скорость возмущения.

Затем они были использованы для определения скорости возмущения (рис. 8c). Также сообщается размах амплитуды возмущения (рис. 8b). Основные различия касаются начала возмущения и развития возмущения в ходе первых оборотов. Первым отличием является скорость срыва массы, наблюдаемая экспериментально: 4,15 кг/с без решетки и 4,23 кг/с с решеткой 60°.

В неискаженном случае всплеск обычно начинается в районе 90 –135 .

Такая особенность имеет очень высокую воспроизводимость, скорее всего, потому, что зазор наконечника в этой области уменьшается и достигает минимального значения из-за несовершенной округлости корпуса, как уже наблюдалось [13]. Затем возмущение развивается быстро (примерно за

Machine Translated by Google

5 оборотов ротора) по амплитуде, при этом его скорость снижается примерно с 90% до 40% скорости ротора.

Однако в искаженном случае (рис. 9) возмущение возникает сразу после сетки (около 30). Объяснение можно объяснить тем, что область наибольшего падения располагалась на выходе из искаженной области (по направлению вращения) [14]. Это связано с градиентами давления, создаваемыми взаимодействием искаженного потока низкого давления и неискаженного: эти градиенты создавали перераспределение восходящего потока, так что падение на входе в искаженную область уменьшалось, а падение на выходе был увеличен. На рисунке 10 показаны четыре повторения переходного процесса срыва с сеткой 60°. Четыре переходных процесса были получены при дросселировании компрессора при постоянной скорости дроссельной заслонки, начиная с того же массового расхода, соответствующего последней стабильной точке его характеристической кривой. В двух случаях на рисунках 10a,c после периода роста возмущение исчезло непосредственно перед входом в искаженную область (представленную черным прямоугольником), которая находится точно в области аргумента уменьшенного падения, который только что обсуждался. Однако исчезновение спайка не всегда было воспроизводимым. Это может произойти несколько раз перед поворотом срыва, а может и никогда не произойти (два случая на рисунках 10b,d). Результаты, представленные на рисунке 10, позволяют предположить, что существует пороговое значение амплитуды возмущения в начале искаженной области, выше которого возму
Это пороговое значение составляет около 0,425 динамического давления, основанного на скорости кончика лопасти.
Таким образом, существует явная конкуренция между стабилизирующими эффектами области малого падения, существующей на входе искажения, и собственной динамикой нестабильности.

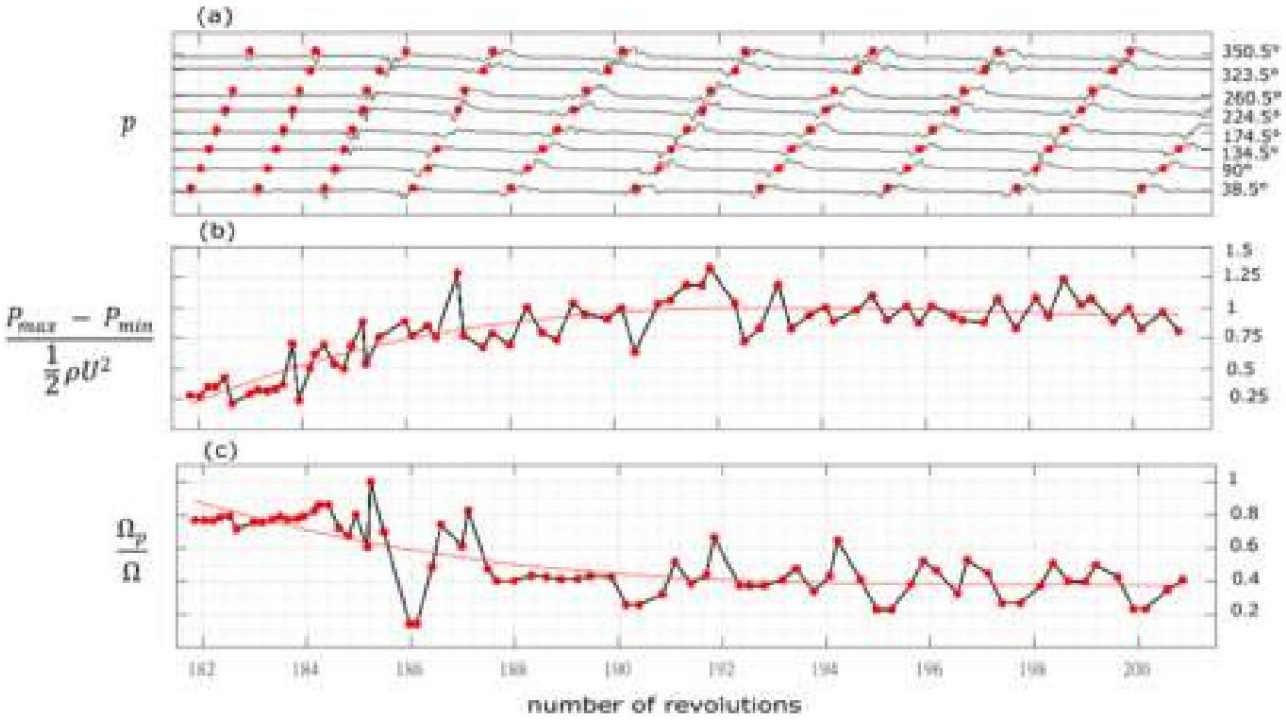


Рисунок 9. Переходный процесс срыва с сеткой 60 ; по оси x - количество оборотов, по оси y: a) угловое положение сигнала , б) безразмерная амплитуда давления, в) безразмерная скорость возмущения.

Причем это пороговое значение также отмечает две разные стадии развития неустойчивости (рис. 10): первая стадия характеризуется амплитудами ниже порога и постоянной скоростью вращения возмущения, а вторая стадия характеризуется амплитудами выше порога и уменьшение скорости возмущения.

Это отражает тот факт, что в момент начала возмущения нелинейные эффекты были слабыми и отвечали за насыщение, ограничивающее усиление возмущения, но процесс усиления возмущения не влиял на скорость возмущения . Вместо этого, как только возмущение достигло достаточно высокой амплитуды, нелинейная

Machine Translated by Google

эффекты стали значительными и привели к насыщению процесса интенсификации, а также к заметному замедлению скорости конвекции из-за повышенной инерционности установившегося возмущения.

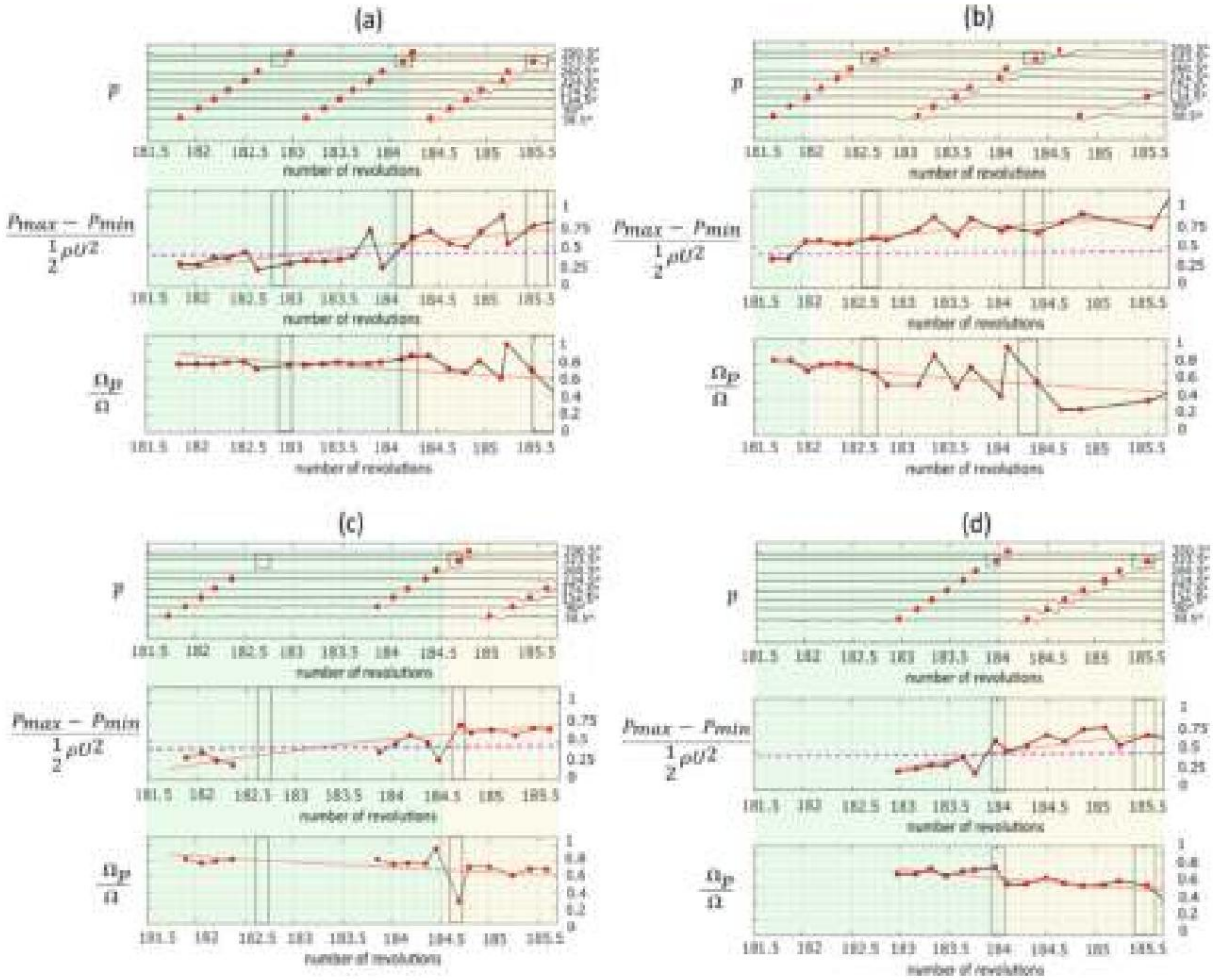


Рисунок 10. Четыре (a–d) повторения переходного процесса с вращающимся срывом с сеткой 60 . Черные прямоугольники: положение сетки 60 . Пунктирная линия на нижней панели: порог развития всплеска; красная сплошная линия: полиномиальная аппроксимация, которая также показана на рисунках 8 и 9. Зеленый фон: часть сигнала ниже порогового значения; желтый фон: часть сигнала выше порога.

За исключением начальных стадий возмущения, эксперименты показали, что развитие вращающегося срыва очень похоже, независимо от наличия сетки.
Разработанная вращающаяся ячейка срыва имеет скорость, соответствующую 40% скорости вращения ротора, а амплитуда ее давления равна динамическому давлению, зависящему от скорости вращения лопаток.

5. Выводы

Измерения нестационарного давления в корпусе были выполнены на осевом компрессоре при чистом потоке и окружном искаженном потоке, при двух массовых расходах в стабильной части характеристик компрессора и при изменяющемся массовом расходе, полученном при дросселировании клапана из последней стабильной точки. чтобы вызвать вращающийся срыв. Анализ с помощью DMD показал, что эффект сетки заключался во введении новых мод в сигнал (как в случае реальной перфорированной пластины, так и в случае моделируемой однородной области низкого полного давления). Моды, представленные в экспериментальном сигнале, имеют множественные колебания на канал лопатки, что обусловлено, очевидно, геометрией отверстий сетки, котор

Machine Translated by Google

моделируется в численном случае. Более того, сетка вызывает перераспределение энергии от низкочастотных режимов к более высокочастотным режимам.

Была обнаружена некоторая изменчивость во времени возникновения спайкового возмущения, даже если подтверждалась корреляция между возникновением спайков и расположением сетки. Более того, Динамика спайков, по-видимому, определяется критерием критической амплитуды давления.

Вклад автора: AB: экспериментальная работа, формальный анализ, написание рукописи; БГ: численная работа; ПДж: проверка; ИЛИ: проверка; FR: формальный анализ, валидация; РБ: численная работа, валидация, администрирование проекта, финансирование; AD: проверка, надзор, администрирование проекта, финансирование. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Компания APC была основана компанией Euroturbo.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: данные будут доступны при условии согласия всех авторов.

Благодарности: Работа поддерживается DGAC (Французским агентством гражданской авиации) через программа исследований SUBLIME.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

Роман		т	Время [с]
б	Начальная амплитуда мод ДМД U = Ωr Скорость лопасти [м/с]		
d диаметр отверстия сетки [м]		в	Осевая скорость [м/с]
Разложение динамического режима DMD			
ж	Пористость сетки [-] h	Греческий	
Расстояние между отверстиями сетки [м]		σ	Действительная часть ω
	Статическое давление	φ = v/U Коэффициент расхода [-]	
[Па] p pDMD Реконструкция DMD		ψ	Собственные векторы МДД
р	Средний радиус компрессора [м]	ω	Темп роста мод DMD
с	Диагональная матрица СВД	Ом	Компрессор Угловая скорость [рад/с]
Разложение по сингулярным значениям SVD Ωр			Угловая скорость возмущения [рад/с]

Ссылки

1. Плас, А.П.; Сарджант, Массачусетс; Мадани, В.; Крайтон, Д.; Грейтцер, Э.М.; Хайнс, Т.П.; Холл, Калифорния Характеристики пограничного слоя Двигательная система с проглатыванием (BLI). В материалах 45-го совещания и выставки AIAA по аэрокосмическим наукам, Рино, Невада, США, 8–11 января 2007 г.; п. 450.
2. Мелик, Х.К. Анализ искажения входного потока и влияния турбулентности на стабильность компрессора; Технический отчет НАСА № 2-57110/3R-3071; НАСА: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1973 г.
3. Рид, А.П. Реакция осевых компрессоров на искажение впускного потока; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, Нью-Йорк, США, 1969 г.; Том 79832. [CrossRef]
4. Калогерас, Дж. Э.; Мехалич, СМ; Бурштадт, П. Л. Экспериментальное исследование влияния искажений полного давления, вызванных экраном, на Запас сваливания турбореактивного двигателя; НАСА ТМ Х-2239; НАСА: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1971 г.
5. Ганн, Э.Дж.; Туз, ЮВ; Колин Ю. Экспериментальное исследование источников потерь в вентиляторе, работающем с непрерывным застоем на входе. искажение давления. Я. Турбомах. 2013, 135, 051002. [CrossRef]
6. Дэвис, М.; Хейл, А.; Бил, Д. Аргумент в пользу улучшения существующей практики наземных испытаний на искажение входного отверстия для авиационного газа. турбинные двигатели. Я. Турбомах. 2002, 124, 235–241. [Перекрестная ссылка]
7. Перович Д.; Холл, Калифорния; Ганн, Э. Дж. Начало возникновения стойла в всасывающем вентиляторе пограничного слоя. В материалах ASME Turbo Expo 2015 г., Монреаль, Квебек, Канада, 15–19 июня 2015 г. [CrossRef]
8. Камбье, Л.; Хейб, С.; Плот, С. Программное обеспечение Onera elsA CFD: результаты исследований и отзывы промышленности. Мех. Индий. 2013, 14, 159–174. [Перекрестная ссылка]
9. Смит, Б.Р. Пристеночная модель для модели турбулентности с двумя уравнениями kl. В материалах 25-й конференции по гидродинамике, Колорадо-Спрингс, Колорадо, США, 20–23 июня 1994 г.; п. 2386. [ПерекрестнаяСсылка]
10. Шмид П.Дж. Динамическое модовое разложение численных и экспериментальных данных. Дж. Гидромеханика. 2010, 656, 5–28. [Перекрестная ссылка]
11. Куц, Дж. Н.; Брантон, СЛ; Брантон, BW; Проктор, Дж. Л. Динамическая модовая декомпозиция; Общество промышленной и прикладной математики: Филадельфия, Пенсильвания, США, 2016 г.

Machine Translated by Google

12. Вельо, М.; Дазин А.; Буа, Г.; Руссетт, О. Измерения нестационарного давления при возникновении пикового типа в осевом компрессоре: частотно-временной анализ и процедура усреднения. В материалах 11-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.
13. Маргалида Г.; Джозеф, П.; Руссетт, О.; Дазин А. Сравнение и анализ чувствительности параметров предупреждения о вращающемся срыве обнаружение в осевом компрессоре. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть. 2020, 5, 16. [CrossRef]
14. Лессер А.; Ниехиус, Р. Трансзвуковой осевой компрессор с искажениями поля потока на входе при полном давлении. На ASME Turbo Expo 2014: Техническая конференция и выставка турбин; Цифровая коллекция Американского общества инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2014 г. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Прогнозирование широкополосного шума турбины с использованием линеаризованного Решатели Навье-Стокса в частотной области †

Рикардо Бласкес-Наварро и Роке Корраль

Кафедра механики жидкости и аэрокосмического движения, Школа аэронавтики и космоса, Политехнический университет Мадрида, 28040 Мадрид, Испания; roque.corral@upm.es *
Адрес для переписки: ricardo.blazquez@upm.es †
Этот документ представляет собой расширенную версию нашего материала для 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Решатель Навье-Стокса в линейной частотной области используется для учета влияния поворота, толщины и основных геометрических параметров на широкополосный шум турбины. Методика была применена для прогнозирования широкополосного шума взаимодействия, создаваемого репрезентативной тихоходной секцией турбины низкого давления. Различия в спектрах по сравнению со спектрами, полученными с помощью современных методик на основе плоских пластин, составляют до 6 дБ. Различия вызваны множеством эффектов, которые не учитываются полуаналитическими методологиями. Наиболее важными являются толщина и поворот лопастей, которые изучались отдельно для количественной оценки их влияния на широкополосный шумовой след. Обсуждается также влияние изменения условий работы турбины. Уровень звукового давления на выходе масштабируется в третьей и второй степени числа Маха на входе и выходе соответственно для постоянной интенсивности турбулентности в большей части рассматриваемого диапазона частот.

Ключевые слова: аэроакустика; широкополосный шум; турбина низкого давления; линеаризованный Навье-Стокса

Цитирование: Бласкес-Наварро, Р.; Коррал, Р. Прогнозирование широкополосного шума турбины с использованием линеаризованных решателей Навье-Стокса в частотной области. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 42. https://doi.org/10.3390/ijtpp6040042

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 3 августа 2021 г.
Принято: 10 ноября 2021 г.
Опубликовано: 12 ноября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

В последнее десятилетие растет обеспокоенность по поводу воздействия широкополосного шума, генерируемого турбинами, на гражданскую авиацию. Несбитт [1] описал то, что он назвал «шумовым штормом турбины», вызванным слиянием нескольких вариантов конструкции. А именно, их уменьшенное количество лопастей и их прочность, отсутствие акустической обработки гильз для уменьшения веса двигателя и снижение уровня шума от других компонентов двигателя. Несбитт заявил, что необходимо разработать инструменты, которые смогут прогнозировать шум турбины с достаточной точностью, чтобы понять его источники и уменьшить их в б
Что касается выхода из строя источников шума турбины, Серрано и др. [2] экспериментально определили относительную важность широкополосного шума турбины, который может оказаться доминирующим во многих рабочих точках и конструкциях, и, следовательно, существует потребность в промышленных методах для точного его прогнозирования. Турбулентные следы, генерируемые рядом турбин (см. рисунок 1), падают на нижний по потоку, создавая акустические волны с широкополосным энергетическим содержанием.

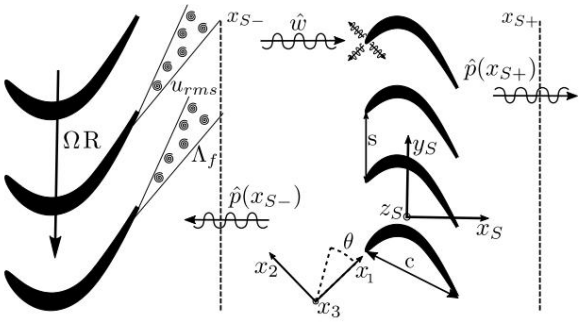


Рис. 1. Общая схема широкополосного шума взаимодействия ротор-статор.

Machine Translated by Google

Хотя промышленные прогнозы широкополосного шума вентиляторов традиционно основывались на реакции плоской пластины на входящие вихревые возмущения, для турбин это гораздо менее оправдано. Этот подход может быть справедлив для пластинчатых форм, таких как вентиляторы, но неясно, как определить эквивалентную плоскую пластину для турбины и, что более важно, какова будет точность таких прогнозов. Некоторые физические эффекты не моделируются с помощью методологий плоских пластин. Среди них выделяется влияние толщины лопатки и ее поворота , что влечет за собой соответствующее ускорение потока.

Влияние толщины лопасти на широкополосный шум аналитически изучалось Гершфельдом [3] и Эверсом и Пиком [4], а численно — Gill et al. [5] и Геа-Агилера и др. [6] и экспериментально Девенпорт и др. [7] в течение последних лет, чтобы привести некоторые примеры. Наиболее общие выводы заключаются в том, что толстые профили приводят к более слабому широкополосному шумовому следу, особенно на высоких частотах и в дуге ниже по потоку, как численно показано Gea-Aguilera et al. [6].

С другой стороны, влияние поворота лопасти было проанализировано аналитически Майерсом и Кершеном [8] и Эверсом и Пиком [4], а численно — Геа-Агилерой и др. [6] и Паручури и др. [9] и экспериментально Девенпорт и др. [7] и других авторов.
Существует общее мнение, что развал оказывает очень ограниченное влияние на широкополосный шумовой след, влияя только на азимутальное модальное разложение, т.е. на направленность, как показали Майерс и Кершен [8] и Паручури и др. [9].

Все эти работы, а также некоторые другие, не упомянутые здесь, являются либо асимптотическими исследованиями , либо применяются к геометриям с умеренной толщиной и небольшим изгибом, как те, которые обнаружены во взаимодействии Beep/ОГВ. Однако для геометрии турбины толщина и развал могут быть очень важными, и выводы, сделанные в прошлом, могут оказаться неприменимыми.

Чтобы пролить свет на влияние поворота, толщины и основных геометрических параметров на широкополосный шум турбины, предлагается использовать эффективный в вычислительном отношении решатель Навье-Стокса в линейной частотной области [10] . Решатель работает на стандартных графических процессорах [11], что позволяет рассчитывать спектры широкополосного шума в рамках цикла промышленного проектирования. Ранее метод был проверен для взаимодействия Fan/OGV на экспериментальных данных и в численных тестах в контексте проекта TurboNoiseBB EU [12,13].

Целью настоящей работы является количественная и качественная оценка влияния геометрии профиля на широкополосный шум турбины, сравнение результатов с упрощениями плоской пластины и, наконец, исследование влияния рабочей точки. Сравнение настоящей методологии с экспериментальными данными отложено на будущее, поскольку оно требует других строительных блоков, таких как точное моделирование турбулентности и эффекты передачи через ступени турбины.

2. Методология.

Методология была подробно описана для многоэтапных применений [13] , однако для полноты она будет описана здесь кратко. Методы синтетической турбулентности направлены на воспроизведение заданного турбулентного спектра путем явного введения вихревого содержания в область моделирования. Они состоят из трех четко дифференцированных этапов, а именно моделирования входящей турбулентности, расчета акустического отклика лопасти на синтетическую турбулентность и последующей обработки излучаемой акустической мощности. Оригинальная методология позволяет сохранить определенные трехмерные эффекты за счет использования нескольких полос в разных радиальных положениях. Однако для простоты анализ будет ограничен здесь одной полоской. Для получения дополнительной информации о трехмерных эффектах обратитесь к Блас

2.1. Моделирование

турбулентности Когда турбулентные следы воздействуют на ряд турбин, они вызывают широкополосную генерацию звука. Эти следы можно охарактеризовать их спектральной плотностью мощности ско
Методы синтетической турбулентности направлены на воспроизведение спектральных характеристик турбулентности путем суммирования отдельных вихревых порывов [14]. Их взаимодействие с каскадом турбин моделируется в рамках гипотезы теории быстрых искажений (RDT) [15], которая позволяет

Machine Translated by Google

линеаризация их распространения через профиль крыла, если колебания малы по сравнению со средним потоком и вихри остаются когерентными на протяжении всего прохода лопасти.

Поскольку обычно экспериментальные данные или результаты моделирования с масштабным разрешением недоступны, для построения турбулентного спектра необходимо сделать определенные предположения. В настоящей работе синтетический турбулентный спектр строится с использованием изотропной модели Липмана Липмана [16]. Его восходящая составляющая (направление x2 на рисунке 1), которая является наиболее актуальной для шума, создаваемого тонкими телами [17], приводит к:

$$\tilde{}22\,(k\tilde{}) = \frac{2}{\pi 2\,(1} \frac{(\tilde{}k 2 1 + \tilde{}k 2 3)}{+\ \tilde{}k\ 2)\ 3} \quad (1)$$

где $\tilde{}\,22$ $rmsΛ3 = Φ22/(u_{ж}) = Φ\tilde{}\,22(k\tilde{})$ — безразмерный спектр волновых чисел скорости, который является функцией волнового вектора k, обезразмеренный масштабом длины продольного интеграла турбулентности, $Λf : k\tilde{} = kΛf = (\tilde{}k1, \tilde{}k2, \tilde{}k3)$ и $\tilde{}k\ 2 = \tilde{}k\ 2 + \tilde{}k\ 2 + \tilde{}k\ 2\ 3$. Масштаб длины интеграла турбулентности 1 , $Λf$, и среднеквадратичное значение скорости, urms, обычно характеризуются RANS-моделированием предыдущей строки [18]. Поскольку целью данной статьи не является сравнение числовых прогнозов с эмпирическими данными, будут использованы справочные данные из литературы.

Безразмерный волновой вектор возмущения $k\tilde{} = (\tilde{}k1, \tilde{}k2, \tilde{}k3)$ не является степенью свободы, которую можно выбрать при выполнении численного моделирования. Вместо этого необходимо явно указать частоту возбуждения ω, а также азимутальные β и волновые числа по размаху γ. Первое связано с продольным волновым числом с использованием гипотезы замороженной турбулентности, т. е. предполагается, что турбулентные волны конвектируются при средней скорости потока. Остальные вычисляются с использованием тригонометрических соотношен

$$\tan\theta + \frac{ωΛf}{B0}\ \frac{ωΛf}{}\ β\tilde{}\ \tilde{}k1 = ;\ \underline{\tilde{}k2 = \quad}_{V0\ потому\ что\ θ}\ ;\ \tilde{}k3 = \underline{\gamma\tilde{}\quad} \quad (2)$$

где V0 — средняя скорость потока, а θ — средний угол потока скорости, изображенный на рисунке 1. Спектр дискретизируется на восходящие вихревые порывы заданной частоты i(k.x+ωt) и длины волны ke . Его амплитуда $w\hat{}\ k$ является функцией волнового числа и ширины полосы, используемой при дискретизации, $W \equiv W\hat{}_{3}$ $(\quad k) = \quad k1.\quad k2.\quad k3$. Мы можем определить безразмерное возмущение $\hat{}w\tilde{}$, которое напрямую связано с турбулентным спектром:

$$\hat{}w\tilde{}^{2}_{K} = \frac{w\hat{}}{k\,(\quad \tilde{}k)\ 3/2urms}^{2} = \frac{1}{(\quad \tilde{}k)\ 3} \int_{κ1}^{k1 + \quad k1\ k2 + \quad k2\ k3 + \quad k3} \tilde{}\ 22(k\tilde{})d\ \tilde{}k1.d\ \tilde{}k2.d\ \tilde{}k3 \quad \tilde{}\ 22(k\tilde{}) \quad (3)$$

Чтобы сохранить более простую формулировку, чем в предыдущей публикации [13], как это было ранее сделано Ju et al. В [19] априори отфильтровываются вихревые порывы, являющиеся докритическими, т. е. не вызывающими реакции обрезания. Это делается для того, чтобы избежать завышенного прогнозирования количества режимов среза, которое могло бы произойти в чисто 2D случае, что привело бы к значительному завышению прогнозов результирующих спектров. Таким образом:

$$\hat{}w\tilde{}^{2}_{K}\ |2D = 2 \int_{0}^{κ3} Φ\tilde{}\ 22(k)d\ \tilde{}k3 \quad (4)$$

с

$$\tilde{}k_{\quad} = M\tilde{}k1(1 \quad M2\ x\ )\ 3^{1/2} \quad (5)$$

После этого процесса предварительной фильтрации проблема становится полностью двумерной.

Machine Translated by Google

2.2. Расчет отклика.

Моделирование взаимодействия турбулентного спектра с турбиной приводит к разрешению большого количества порывов с разными ω, β , которые создают нестационарный отклик каскада ОГВ u(x, t):

$$u(x,t) = \sum_{n=\omega max/\omega}^{\omega_{макс}/\omega} \left[\sum_{\mu=\mu_н}^{\mu_н^+} u_ω(n)(\beta(\mu), x) e^{i\omega(n)t} \right] \quad (6)$$

где ω(n) = n ω, β(μ) = μ β — дискретный набор частот и входных волновых чисел. Предел суммирования μ выбирается на каждой частоте для выборки определенной доли TKE, которая в данной работе составляет 90% от общего количества. Явная зависимость волновых чисел от индексов суммирования будет по возможности опущена во избежание ненужной перегрузки номенклатуры . Взаимодействие профильного каскада с каждым отдельным порывом решается в частотной области. Таким образом, для расчета спектра шума требуются тысячи линеаризованных моделей Навье-Стокса (LNS) . Решение на текущий момент времени может быть восстановлено путем суммирования всех результатов моделирования, как показано в уравнении (6) и показано на рисунке 2 в иллюстративных целях.

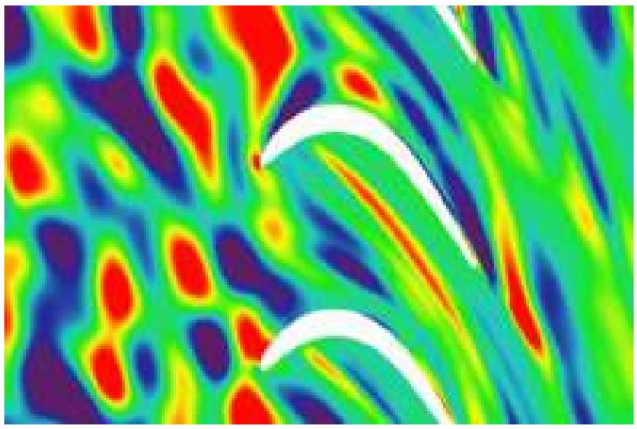


Рисунок 2. Мгновенная реконструкция вертикальной скорости, связанный с синтетическим турбулентным v -спектр.

Как упоминалось выше, акустический отклик вычисляется с использованием линеаризованного решателя Навье-Стокса в частотной области [10]. Для простоты методология объясняется с помощью линеаризованных уравнений Эйлера (LEE), даже несмотря на то, что фактически решенная проблема сохраняет эффекты вязкости. Распространение представленных здесь идей на решение вязких течений с высокими числами Рейнольдса является очевидным. Поток разлагается на средний основной поток U0(x) и малое возмущение u(x, t) U0, т.е. U(x, t) = U0(x) + u(x, t). Базовый поток получается при решении нелинейной задачи A(U0/ x) + B(U0/ y) = F, что на практике реализуется с использованием RANS-кода, известного как Mu2 s 2T [20]. Возмущения решаются с помощью линейного аналога того же кода [10]. Если предположить, что задача гармонична во времени, т. е. f = ˆfωe iωt и u = uˆ ωe, линеаризованные уравнения Эйлера можно преобразовать Фурье, что приводит к:

$$A0 \frac{\partial}{\partial x} + B0 \frac{\partial}{\partial y} \hat{u}\omega = L(U0, \omega)\hat{u}\omega = \hat{f}\omega \quad (7)$$

где A0(U0) и B0(U0) — матрицы якобиана, конкретизированные при U = U0 = (ρ0 u0 v0 p0) T , uˆω vˆω pˆω) T – вектор возмущенных переменных, а ˆfω содержит лишь малые ˆuω = (ρˆω нестационарные возмущения, инжектируемые через входное отверстие. I — единичная матрица, а L — линейный оператор , который зависит от основного потока и частоты. Последний фактически дискретизируется с использованием схемы второго порядка точности для получения дискретного оператора L D, но для ясности супериндекс опущен. Гармоническое решение формально может быть решено как

Machine Translated by Google

хотя на практике обратное L никогда не вычисляется. Вынуждающий член, связанный с синтетическим турбулентным спектром, ˆfω, на практике также зависит от β и выражается как:

$$\hat{f}_{\omega}(x_S, \beta) = \hat{v}_{\omega,\beta} e^{i(\omega t+\beta y_S)} = \hat{v}_{\omega,\beta}(0 \quad \beta/kx\ 1\ 0)^{T} e^{i(\omega t+\beta y_S)} \tag{8}$$

где $e^{R}_{ш}$ – правый собственный вектор, связанный с вихревой волной, а $\hat{v}_{\omega,\beta}$ – Фурье- компонента возмущенной скорости вдоль входного отверстия, пропорциональная восходящей составляющей скорости, $\hat{w}$. Читатели отсылаются к Corral et al. [10], Бургос и др. [20] ω,β. и Бласкес-Наварро и Коррал [13] соответственно, для получения подробной информации о числовых значениях решателя и критериях сетки, установленных для выполнения прогнозов широкополосного шума.

2.3. Постобработка

Приходящее вихревое возмущение с азимутальным волновым числом β рассеивается на профилях, вызывая появление акустических мод, которые соответствуют решению $\hat{u}\ \omega(\beta)$. Для последующей обработки $\hat{u}\ \omega(\beta)$ решение на входе и выходе (x = x и x = x соответственно) преобразуется в Фурье в $C^{\pm}$ на рисунке 1, азимутальном направлении:

$$\hat{u}\ \omega(\beta, x\ C^{\pm}) = \sum_{=} \hat{u}_{\omega,\varphi(\ )} e^{i\varphi(\ )y} = \sum_{r=} \hat{u}_{\omega,\check{\beta}(r)} e^{i\check{\beta}(r)y}. \tag{9}$$

где φ( ) = φ — азимутальное волновое число, используемое для вычисления преобразования Фурье. Тем не менее, единственными ненулевыми азимутальными модами, возникающими в результате преобразования Фурье, являются моды Тайлера и Софрина, $\check{\beta}(r) = \beta + rV/R$. $\hat{u}_{\omega,\beta}^{\pm}(r)$ Мода Тайлера-Софрина решения $\hat{u}\ \omega(\beta)$ в направлении $C^{\pm}$, получено применением пространственного оператора Фурье в окружной x , т.е. $\hat{u}\ \omega,\check{\beta}\ (a)\ (x\ \hat{p}^{\pm} = F\theta\hat{u}\ \omega(\beta, x\ C^{\pm})$. Далее давление, связанное с уходящими волнами, $\omega,\check{\beta}\ C^{\pm}$), получено в предположении однородного поля течения в этих областях.

$$\hat{p}^{(a)}_{\omega,\check{\beta}}(x\ \hat{p}\ C^{\pm}) = e^{л}_{p\pm}\hat{u}_{\omega,\check{\beta}} \tag{10}$$

L^{-1}, где e — левый собственный вектор двумерных LEE нисходящих (+) или восходящих $p^{\pm}$ (-) волн бегущего давления. В рамках того же процесса разделения волн отсекающие акустические волны отфильтровываются и не вносят вклада в спектр давления. Таким образом, акустические возмущения перед и после ряда турбины $\hat{p}_{\omega,\check{\beta}}(xS^{\pm})$ являются результатом применения конкатенации различных линейных операторов к каждой гармонике турбулентного спектра. Их удобнее выразить в безразмерной форме, получив таким образом:

$$\hat{p}^{(a)}_{\omega,\check{\beta}} = \frac{\hat{p}^{(a)}}{\omega,\check{\beta}\ (\ \tilde{k}1\quad \tilde{k}2)\ 1/2\rho(x)V0(x\ )u_{rms}}\ \tilde{e}\ p^{л}_{\pm}\quad F\theta L\quad 1^{-1}C = e^{P}_{w}\hat{v}_{\omega,\beta} \tag{11}$$

где L 1 — безразмерный линеаризованный оператор Навье-Стокса. Легко видеть, что акустический отклик пропорционален силе набегающего порыва $\hat{v}\tilde{\omega},\beta$. PSD давления можно затем вычислить как:

$$S^{пп}_{\omega\ \beta}(xS^{\pm}) = \omega,\beta \quad \frac{1}{r=\quad \mu=} \quad |\hat{p}_{\omega,\check{\beta}(\mu,r)}|^{2}\delta(\beta \quad \check{\beta}(\mu,r)) \tag{12}$$

p^{p}, где S содержит квадрат суммы всех вихревых волн с падающими азимутальными волновыми числами ω,β β(μ) = μ β , которые вызывают акустический отклик с волновым числом $\check{\beta}(\mu,r) = \beta(\mu) + pB/P$. Фактически это означает, что предполагается, что источники с разными β

Machine Translated by Google

быть некоррелированными. Этот результат можно выразить в более общем смысле, используя безразмерную переменную ˆp˜, определенную в уравнении (11), что приводит к безразмерному давлению PSD:

$$S^{пп}_{\omega,\beta} = \frac{1}{\omega \quad \beta} \quad r= \quad \mu= \quad \hat{p}\tilde{}_{\omega,\beta\check{}} \| (\quad \tilde{}k1 \quad \tilde{}k2) \, 1/2\rho 0 (\chi \, C_{)} V0urms2 \, \delta(\beta \quad \beta\check{}) \, | \tag{13}$$

где субиндексы опущены для ясности. Следовательно:

$$S\tilde{}_{пп\,пп} = S_{\omega,\beta\,\omega,\beta} \quad \frac{\Lambda 2 \, f \, \rho \, 0 V 0 u \, 2}{\cos\theta} \quad = \quad r= \quad \mu= \quad || \, \hat{p}\tilde{}_{\omega,\beta\check{}} \, |^{2} \, \delta(\beta \quad \beta\check{}) \tag{14}$$

где использованы тождества $k2 \cos\theta = \beta$ и $\tilde{}k = k\Lambda f$. Наконец, после интегрирования по азимутальному волновому числу и выражением $S^{пп}_{\omega}$ в безразмерной форме легко получить:

$$S\tilde{}_{pp}\,\omega\,(xS\pm) = S^{пп}_{\omega}\,\Lambda f\,\rho \quad 2 \, 0 V 0 u \, 2 \, rms \quad 1 = \quad = \quad S\tilde{}_{pp\,\omega,\beta(\quad)}\,(xS\pm) \quad \tilde{}k2 \tag{15}$$

где $\beta(\quad) = \varepsilon \quad \beta$ и $\beta = \quad k2 \cos\theta$ — полоса пропускания, используемая для дискретизации азимутальных волновых чисел.

Перекрестный вклад в акустическую мощность пар волн с разными ω или β также равен нулю, поскольку они считаются некоррелированными источниками со случайными фазами между ними. Как обычно в приложениях аэроакустики, громкость звука представлена в логарифмическом масштабе посредством нормализованного уровня звукового давления, ω /10-11), где эталонное давление не требуется, положительного спектра звуковой мощности $S^{пп}_{pp}$ в безразмерном виде $SPL = 10 \log(S\tilde{}_{pp})$ уже безразмерен , но для получения

3. Результаты

Представленная методология была применена к репрезентативной секции современной авиационной турбины низкого давления. Выбранная геометрия соответствует участку, который был проанализирован численно [21] и протестирован [22] на аэроупругие цели. Общий угол поворота немного превышает 100 , а его максимальная относительная толщина составляет около 12%. Однако были рассмотрены несколько рабочих точек (OP), поскольку все они имеют следующие общие параметры:

$$Re \quad 5 \cdot 105 \, \Lambda\tilde{} = 0{,}075 \; c/c = 0{,}855 \; B = 70 \; \theta 1 = 44 \quad \theta 2 = \quad 59 \quad f$$

где V представляет собой количество лопастей каскада, s/c - отношение шага к хорде, а Re - число Рейнольдса. Заметим, что субиндексы 1 и 2 обозначают соответственно свойства на входной и выходной осевых станциях, т.е. $\theta(x \quad) = \theta 1$. Была запущена базовая рабочая точка OP1, которую можно рассматривать как проектные условия. В граничные условия было внесено несколько изменений, что привело к остальным ОП, описанным в Таблице 1.

Таблица 1. Определение рабочих точек.

ОП	п2/пт,1	я	M1	M2
ОП1	0,68	0	0,43	0,75
ОП2	0,68	10	0,56	0,75
ОП3	0,83	10	0,43	0,51
ОП4	0,86	0	0,30	0,44
ОП5	0,86	10	0,38	0,44
ОП6	0,919	10	0,30	0,34

Machine Translated by Google

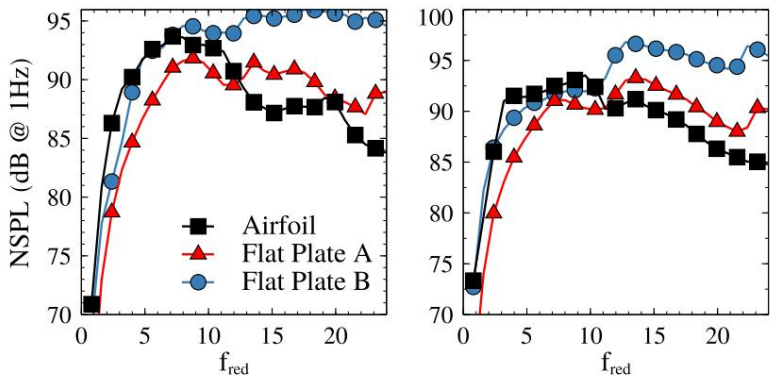
3.1. Сравнение с методами на основе плоской пластины

Первая часть анализа оценивает пригодность современной квартиры для отрасли.
методологии пластин для прогнозирования широкополосного шума лопаток турбин низкого давления. Воздействие
Геометрия профиля крыла для прогнозирования широкополосного шума была тщательно изучена в
литература с акцентом на выпускные направляющие лопатки вентилятора. Для этих конфигураций существует
расширенное согласие о том, что влияние геометрии профиля на широкополосный шум невелико, вплоть до
представляют наибольший интерес [4,6,23], поскольку аэродинамические профили тонкие и имеют малый развал.
Недавно настоящая методология была применена к современному вентилятору, и был сделан вывод, что
влияние детальной геометрии ОГВ на генерацию звука в целом невелико [12,13].
В этом разделе сравниваются результаты, полученные с учетом геометрии профиля, с результатами, полученными с учетом геометрии профиля.
полученный заменой его плоским каскадом пластин. Так какой из них лучше всего подходит
эквивалентная плоская пластина не очевидна, здесь сравниваются несколько подходов.

Прогнозирование широкополосного шума было выполнено на OP1 для пониженных частот.
между fred = 2π f c/V0 = 0,75 и 25. Максимальная приведенная частота соответствует
примерно до 104 Гц. На рис . 3 сравниваются полученные значения NSPL с учетом фактических
геометрия профиля и замена его двумя разными плоскими пластинами. Плоская пластина A была
построен с использованием свойств среднего потока на входе в турбину, тогда как плоская пластина B определяется
по условиям на выходе (их определение и условия потока см. в таблице 2).

Таблица 2. Определения геометрических параметров и параметров потока аэродинамического профиля и его эквивалентных плоских пластин.

ОП	M1	M2	с/ц	θ1	θ2	$\tilde{\Lambda}_{ж}$
Профиль	0,43	0,75	0,855	44	59	0,075
Плоская пластина А	0,43	0,43	0,855	44	44	0,075
Плоская пластина Б	0,75	0,75	0,855	59	59	0,075



(а) (б)

Рисунок 3. Сравнение безразмерного уровня звукового давления (NSPL) между фактическим профилем и
эквивалентные плоские пластины A и B. (а): вход; (б): выход. Отметим, что безразмерное давление и
уменьшенная частота плоской пластины B была рассчитана с использованием входных свойств для обеспечения единообразия.

Сравнение плоской пластины A с профилем ЛПТ позволяет сделать следующие выводы.
Спектры давления, полученные при реальной геометрии на входе и выходе, составляют до 6 дБ.
выше, на пониженных частотах ниже 12. На более высоких частотах прогнозы с использованием
каскад с плоскими пластинами приводит к более высокому уровню шума (около 4 дБ), особенно в розетке. Если
спектры интегрированы по частотному диапазону, оба эффекта так или иначе компенсируются,
как показано на рисунке 4. Прогноз воздухозаборника с учетом геометрии профиля в целом является
На 0,75 дБ выше, чем соответствующее приближение плоской пластины, тогда как на выходе 0,25 дБ.
ниже. Несмотря на такое сходство, спектральные распределения сильно различаются, что также может
приводят к различному восприятию шума, поскольку октавные полосы низких и средних частот
наказываются правилами по шуму.

Machine Translated by Google

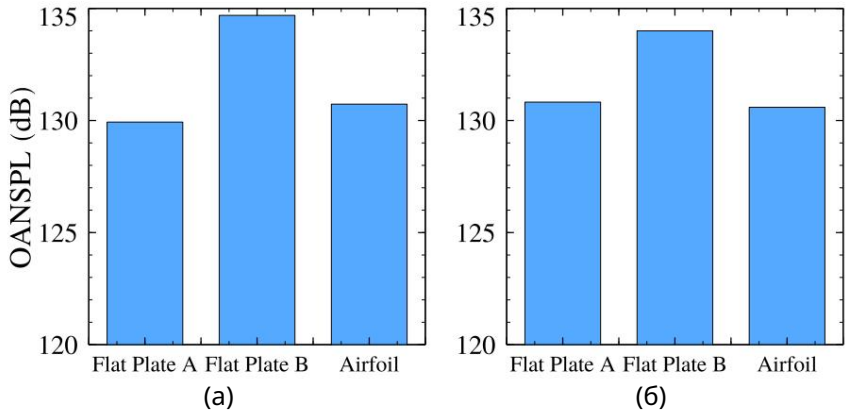


Рисунок 4. Общий NSPL на входе (a) и выходе (b) для трех рассматриваемых подходов к моделированию.

В качестве альтернативы, спектры, полученные с помощью плоской пластины B, завышают результаты, полученные с помощью аэродинамического профиля, на величину до 10 дБ. На низких частотах, т. е. fred < 10, существует разумное согласие между результатами для профиля и плоской пластины B. Тем не менее, на более высоких частотах различия между обоими подходами становятся большими. Следовательно, плоская пластина A дает лучшее согласие с результатом для профиля, чем плоская пластина B, как показано на рисунке 4. Это подчеркивает роль передней кромки как основного источника генерации звука, особенно при fred > 10. Следующий анализ будет поэтому сосредоточьтесь на дальнейшем сравнении результатов плоской пластины A с аэродинамическим профилем.

Чтобы обеспечить более детальное представление о широкополосном шуме, модальное разложение NSPL показано на рисунке 5. Ось y соответствует пониженной частоте, а ось x представляет индекс азимутальной моды: m = βVs/(2π). На рисунках 5a,b показаны результаты, полученные на входе с реальной и плоской геометрией пластины. Последний демонстрирует прямую линию чрезвычайно низкого давления, вызванную дипольным поведением плоской пластины, соответствующей направленности -θ, поскольку диполь пластины не может излучать в направлениях, параллельных самому себе. Наибольшие уровни шума возникают вблизи условия отсечки при положительных m, поскольку области максимального излучения перпендикулярны пластине. С другой стороны, моделирование, учитывающее реальную геометрию, не показывает таких предпочтительных направлений. На низкой частоте fred < 10 шум излучается достаточно однородно по всей области среза. Вероятно, это связано с наличием дополнительных источников шума, не возникающих в плоских пластинах, а также отражением акустических волн между соседними лопа

Что касается шума в нисходящем направлении (рис. 5b,d), различия еще больше. Результаты , полученные с использованием эквивалентной плоской пластины (d), имеют ту же область среза, что и на входе, поскольку свойства потока однородны. Наблюдаемое поведение аналогично поведению во входном отверстии, но с противоположной направленностью. Напротив, область сечения, демонстрируемая фактической геометрией, шире и наклонена в сторону положительных направленностей из-за эффекта завихрения. На низких частотах, fred < 10, диаграмма направленности довольно однородная, в то время как на более высоких частотах вблизи линии среза наблюдаются уровни очень низкого давления для положительного m. Оказывается, что переход отсечки волн, бегущих вверх по течению, влияет на излучаемый шум ниже по течению, поскольку характер входной линии среза при положительном m также виден на рисунке 5b. При fred 5 уровень давления явно возрастает через переход отсечки-отсечки воздухозаборника (m 20). То есть моды движения вверх по потоку отражаются к выходному отверстию, аналогично захваченным модам [24], что приводит к увеличени

Machine Translated by Google

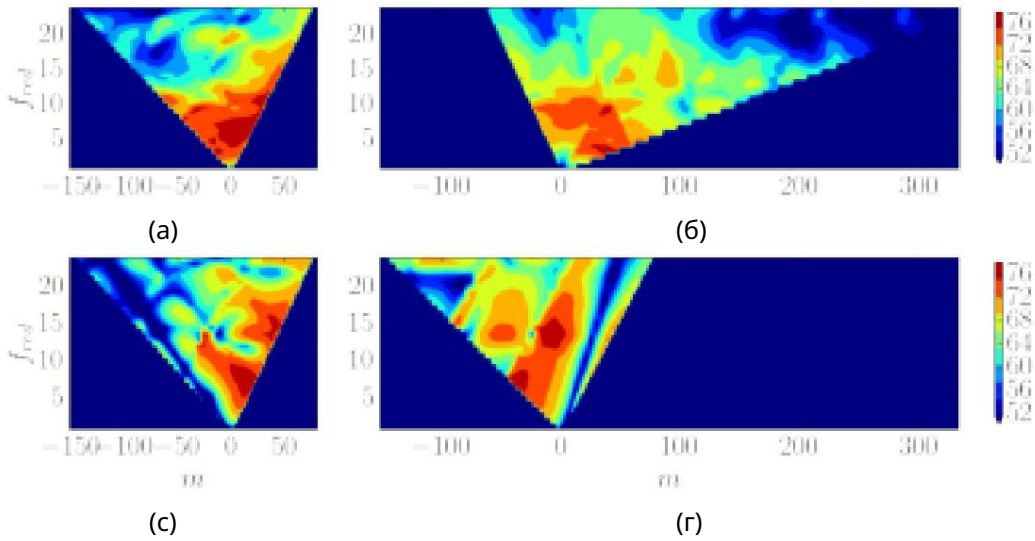


Рисунок 5. Модальное разложение NSPL с учетом фактической геометрии и эквивалентного каскада плоских пластин в зависимости от индекса азимутальной моды. (a): Геометрия профиля-впускное отверстие; (b): Выходное отверстие геометрии профиля крыла; (c): Геометрия плоской пластины – впуск; (d): Геометрия плоской пластины-Выход. Шкала насыщена ниже нижнего предела для улучшения визуализации.

Информация, представленная на рисунке 5, определенно показывает, что сходство интегрированных спектров шума вызвано статистическим усреднением, а не точным моделированием физики. Причины, лежащие в основе вышеупомянутых качественных различий, будут исследованы далее.

На рисунке 6 показано среднеквадратичное значение давления (RMS) на трех разных частотах как для аэродинамического профиля, так и для плоской геометрии пластины, причем в каждом столбце для улучшенной визуализации используется разная цветовая шкала. На этом рисунке показаны различные акустические источники, присутствующие в обеих геометриях. Однако следует соблюдать осторожность, поскольку область среднеквадратичного давления с высоким давлением не является напрямую эквивалентом источника звука, поскольку гидродинамическое давление не приводит к генерации звука. В любом случае, среднеквадратичное значение давления может предоставить ценную информацию для понимания влияния аэродинамического профиля на образование шума по сравнению с геометрией плоской пластины. При низкой пониженной частоте fred = 3 плоская пластина четко демонстрирует дипольную картину на переднем фронте, что подтверждает наблюдения, вып Области с высоким СКО давления расположены на переднем крае, как предсказывают квазистационарные аэродинамические теории. С другой стороны, профиль турбины имеет несколько областей с высоким уровнем нестационарного давления, а именно переднюю кромку, область пикового числа Маха на стороне всасывания и сторону давления, где поток начинает ускоряться. Они могут соответствовать источникам объемного шума, связанным с растяжением завихренности, которые, как известно, производят звук [4]. Более того, поскольку длина акустической волны, нормированная на хорду $\tilde{\lambda} = a0/(f \cdot c)$, составляет около 0,2, случай можно считать акустически компактным и мы можем напрямую связать давление с излучаемым шумом, как это следует из аналогии Керла. [25]. Это объясняет более высокие уровни шума, создаваемые аэродинамическим профилем на низких частотах по сравнению с корпусом с плоской пластиной (см. Рисунок 3). Этот шумовой механизм аналогичен механизму, описанному Марблом и Канделом [26] для энтропийных волн, которые приводят к генерации звука при распространении через неоднородный средний поток.

Machine Translated by Google

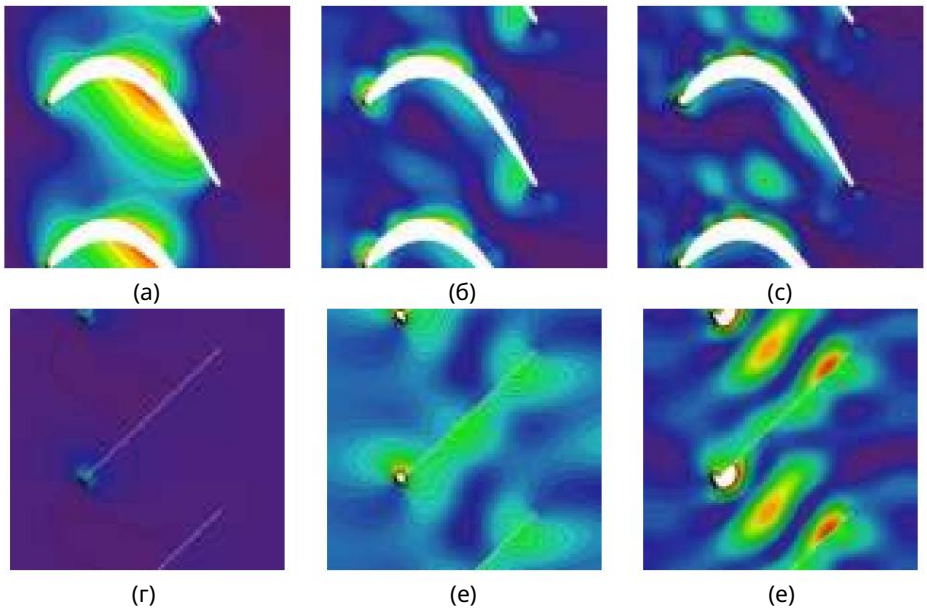


Рисунок 6. Среднеквадратичное значение давления на различных приведенных частотах, с M1 = 0,42. (a–c): Фактический профиль. (d–f): Плоская пластина. (a, г): Фред = 3; (б, д): Фред = 15; (c,f): fred = 21. В каждом столбце используется разная цветовая шкала .

На более высоких частотах fred = 15 и fred = 21 поведение, наблюдаемое на профиле, во многом похоже на предыдущее, хотя большие области давления на стороне всасывания немного смещаются вперед. С другой стороны, каскад плоских пластин демонстрирует новые лепестки давления, которых нет в низкочастотном случае. Пластины больше не ведут себя как компактные акустические источники, а интерференция множественных рассеяний на передней и задней кромках приводит к более сложной картине давления, наблюдаемой на рисунках 6e,f. Также видно, что области высокого давления на передней кромке пластины более заметны, чем на аэродинамическом профиле. Причиной этого является конечная толщина лопасти и радиус передней кромки профиля, что, по данным Gill et al. [5] на высоких частотах (fred.t/c) > 1,5 снижает излучаемый шум по сравнению с случаем с плоской пластиной. В данном случае этот предел соответствует примерно fred = 15. Влияние толщины лопасти и радиуса передней кромки на широкополосный шум ранее изучалось несколькими авторами, и существует общее мнение, что это уменьшает излучаемый шум, особенно его нисходящую составляющую, что согласуется с рисунком 3 , где спад NSPL увеличивается при fred > 10. Этот момент будет дополнительно изучен в следующем разделе.

3.2. Разделение геометрических

особенностей Цель этого раздела — подчеркнуть причину расхождений между результатами, полученными при приближении плоской пластины, и фактической геометрией. Для этой цели влияние поворота лезвия и толщины будет разделено следующим образом. Рассчитываются линия изгиба лопаток и профиль толщины, так что создается новый нескругленный профиль с тем же профилем толщины, что и у исходной турбины. Этот процесс схематически показан на рисунке 7. Базовое обтекание изогнутой пластины рассчитывается с использованием тех же граничных условий, что и для исходной геометрии. Альтернативно, базовый поток вокруг невыпуклого профиля рассчитывается так, чтобы число Маха на входе было таким

Machine Translated by Google

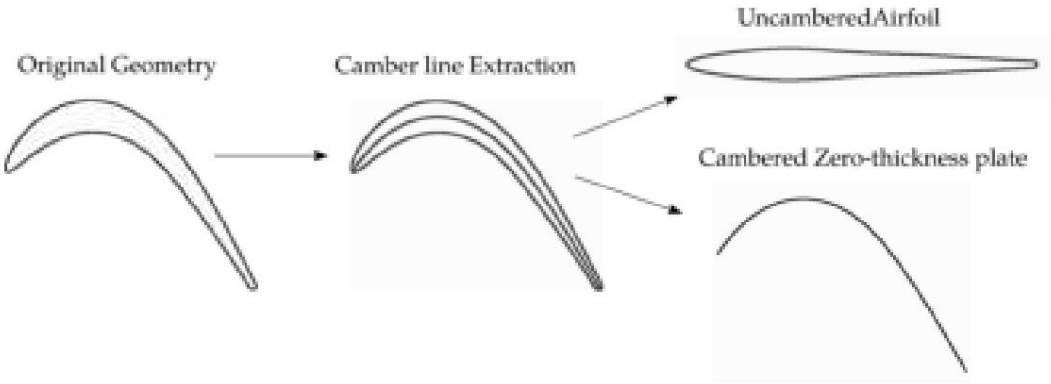


Рисунок 7. Извлечение линии изгиба из профиля турбины и построение изогнутой пластины и несгибаемого профиля с исходным профилем толщины.

Выбранный подход к разделению эффектов толщины и поворота основан на предположении, что влияние геометрии на поток является линейным. Поэтому результаты, полученные с невыпуклым профилем с каскадом плоских пластин, будут сначала сравниваться, чтобы получить поправку на толщину. Далее мы сравним результаты, полученные с изогнутой пластиной, с результатами исходного профиля. Мы применим поправку на толщину к результатам изогнутых пластин, чтобы оценить, объясняет ли совокупный эффект результаты, показанные в предыдущем разделе.

На рис. 8 сравниваются спектры, полученные с помощью каскада невыпуклых профилей и эквивалентной плоской пластины. По согласию с другими авторами, наблюдается, что толщина уменьшает излучаемый шум на высоких частотах. Как предложил Гершфельд [3], отображается приведенная частота, основанная на толщине (f tmax/V) , поэтому результаты можно сравнить с другими данными в литературе. На рисунках 8a,b сравниваются абсолютные спектры, полученные с геометрией аэродинамического профиля и плоской пластины на входе и выходе соответственно. Очевидно, что толщина профиля оказывает более сильное влияние на шум, излучаемый вниз по потоку. Эту точку лучше видно на рисунке 8c, на котором показана разница между плоской пластиной и аэродинамическим профилем. Несмотря на некоторые большие колебания, скорее всего связанные с эффектом резонансов и двумерным упрощением, можно наблюдать четкую тенденцию.

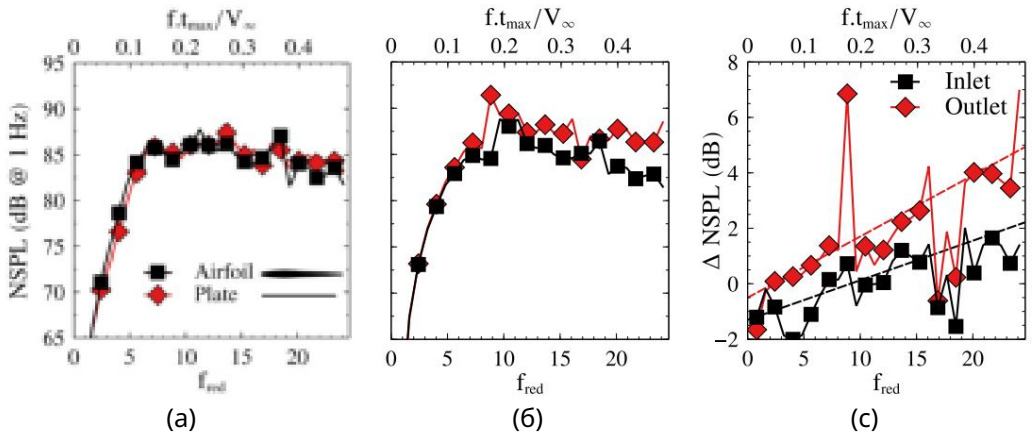


Рисунок 8. Оценка влияния толщины профиля нулевого изгиба на широкополосный шумовой след на OP1. На подрисунках (a, b) сравниваются, соответственно, результаты с приближением аэродинамического профиля и плоской пластины на входе и выходе. Подрисунок (c) показывает разницу между обоими подходами на входе и выходе. Показаны линейные фитинги методом наименьших квадратов, заданные уравнением: PWL = 1,30 + 5,79 f .tmax/V (вход) и PWL = 0,50 + 10,15 f .tmax/V (выход).

Была рассчитана аппроксимация методом наименьших квадратов, которая подчеркивает, что на очень низких частотах толщина, по-видимому, увеличивает шум, особенно в восходящем направлении. С другой стороны, наклон выходного фитинга МНК больше, чем у впускного,

Machine Translated by Google

что означает более сильное влияние толщины на дугу ниже по потоку. Эти выводы хорошо согласуются с литературными данными; Хеа-Агилера и др. [6] показывают удивительно похожие линии тренда для профилей NACA0012 для чисел Маха от 0,3 до 0,5. Настоящий анализ также был выполнен с каскадом с углом смещения 44 , аналогично углу входного потока в OP1, что дало удивительно схожие результаты.

Влияние поворота потока оценивается путем сравнения результатов, полученных с исходным профилем, с результатами, полученными с изогнутой пластиной. Полученные спектры показаны на рисунке 9. На рисунке 9a сравниваются спектры на входе. Отображаются три кривые: спектр, создаваемый исходным профилем, спектром изогнутой пластины и последней, модифицированной ранее полученным законом коррекции толщины. Изогнутая пластина имеет очень похожую форму по сравнению со спектрами, полученными с оригинальным профилем, но уровни на некоторых частотах выше на 3 дБ. Коррекция толщины улучшает согласие с результатами профиля профиля, но недостаточна для получения хорошего соответствия. Более того, результаты изогнутой пластины демонстрируют резонансное поведение при fred ~ 9, которое не наблюдается, когда учитывается реальная геометрия профиля.

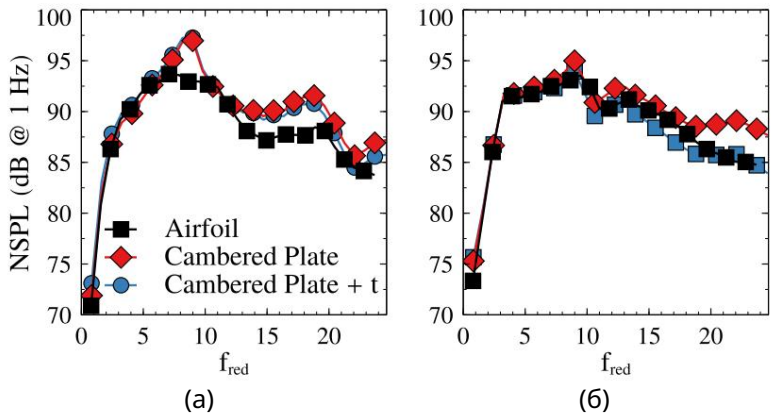


Рисунок 9. Оценка влияния поворота лопастей на широкополосный шумовой след на OP1. Подрисунки (a,b) сравнивают , соответственно, результаты с аппроксимацией аэродинамического профиля и изогнутой пластины на входе и выходе.

С другой стороны, результаты торговых точек, показанные на рисунке 9b, показывают лучшее согласие между двумя подходами. На самых высоких частотах результаты изогнутой пластины превышают результаты профиля крыла на ~3 дБ. Когда применяется ранее полученный закон коррекции толщины , соответствие между кривыми улучшается. В целом, выходные спектры удивительно хорошо воспроизводятся изогнутой пластиной с коррекцией толщины.

Для дальнейшего изучения сходств и различий между различными спектрами далее анализируется их модальное разложение. На рисунке 10 показано модальное разложение NSPL для исходного профиля и изогнутой пластины. На первый взгляд их модальное содержание демонстрирует удивительное качественное соответствие. Области отсечки на входе и выходе очень похожи, поскольку пытались согласовать граничные условия OP1. Имеются небольшие различия, поскольку невозможно достичь идеального согласования на впуске из-за различной геометрии . В обеих геометриях появляются одни и те же структуры высокого давления. На низких пониженных частотах (fred < 10) модальный состав достаточно однороден, тогда как на более высоких частотах давление существенно снижается и смещается ближе к линиям среза, особенно

На входе более высокие уровни давления наблюдаются вблизи положительной линии разреза, что указывает на важный вклад положительных режимов в общий след. Это предполагает сильное излучение на переднем фронте на этих частотах, аналогично тому, как это произошло в случае с плоской пластиной (см. Рисунок 5в). С другой стороны, входной NSPL, полученный с помощью изогнутой пластины, демонстрирует некоторые структуры высокого давления при 5 < fred < 10 и при 15 < fred < 20, которые ответственны за несоответствие спектров, наблюдаемых на рисунке 9a. Происхождение такой структуры высокого давления пока неизвестно.

Machine Translated by Google

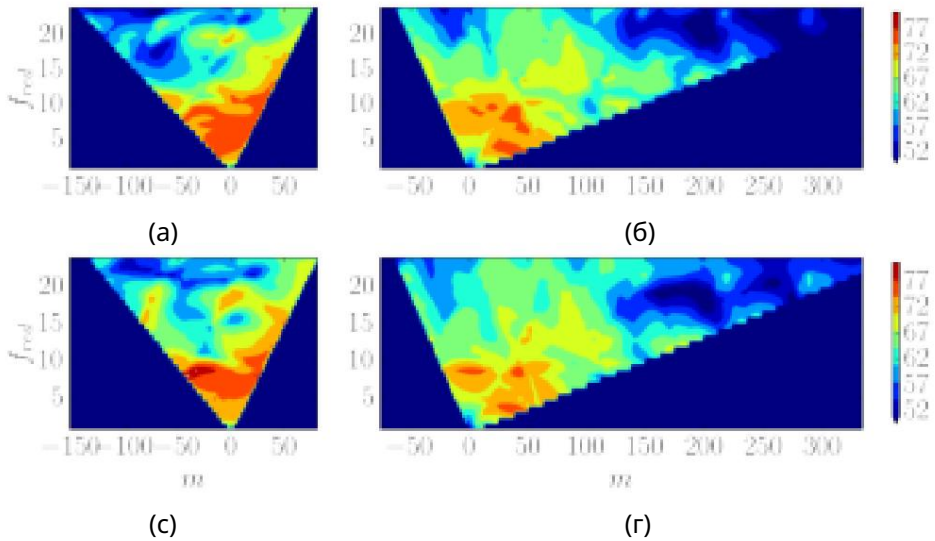


Рис. 10. Модальное разложение NSPL с учетом фактической геометрии и каскада изогнутых пластин в зависимости от индекса азимутальной моды. (a): Геометрия профиля-впускное отверстие; (b): Выходное отверстие геометрии профиля крыла; (c): Геометрия изогнутой пластины – входное отверстие; (d): Геометрия изогнутой пластины – выпускное отверстие. Шкала насыщена ниже нижнего предела для улучшения визуализации.

На выходе структуры высокого давления, возникающие при fred < 10, кажутся более резкими в случае изогнутой пластины, но качественно схожи. Более того, для обеих геометрий существуют уровни очень низкого давления при fred > 15, m > 150 и m 20. В отличие от входа, здесь нет четкого предпочтительного направления излучения на высокой частоте. Причина этого, скорее всего, кроется в многократных отражениях акустических волн при их распространении от передней кромки через межлопастной канал.

Как показал этот анализ, сходство спектров, показанных на рисунке 9 , обусловлено схожим механизмом генерации шума, а не процессом усреднения. Генерацию широкополосного шума турбины, по сравнению с плоскими пластинами, можно лучше понять, если разделить две основные геометрические характеристики: толщину и выпуклость. На самых высоких рассматриваемых частотах толщина снижает излучаемый шум тихоходных турбин низкого давления на 1 и 4 дБ в восходящем и нисходящем направлении соответственно. С другой стороны, сильно изогнутые линии, подобные тем, которые характерны для аэродинамических профилей турбин, сильно повышают уровень шума на низких и средних частотах (Фред 12).

3.3. Влияние условий эксплуатации

Для выявления влияния изменения числа Маха на спектры (см. Таблицу 1) были проработаны шесть различных рабочих точек (OP). Их изоэнтропическое распределение чисел Маха по профилю показано на рисунке 11. Фундаментальными изменениями между различными OP были угол падения и число Маха. Некоторые изменения можно устранить с помощью теории плоских пластин, но другие требуют детального моделирования потока. Существуют две разные группы: случаи с большим числом Маха, т. е. ОП 1-3 (см. рисунок 11а), и случаи с низким числом Маха, т. е. ОП 4-6 (см. рисунок 11б). Среди них ОП2 и ОП5 увеличивают угол наклона i на 10 , что приводит к увеличению числа Маха на входе и нагрузке на профиль. С другой стороны, OP3 и OP6 сохраняют более высокий угол наклона, но уменьшают степень сжатия, чтобы получить то же число Маха на входе, что и OP1 и OP4, соответственно, со значительным уменьшением числа Маха на выходе.

Machine Translated by Google

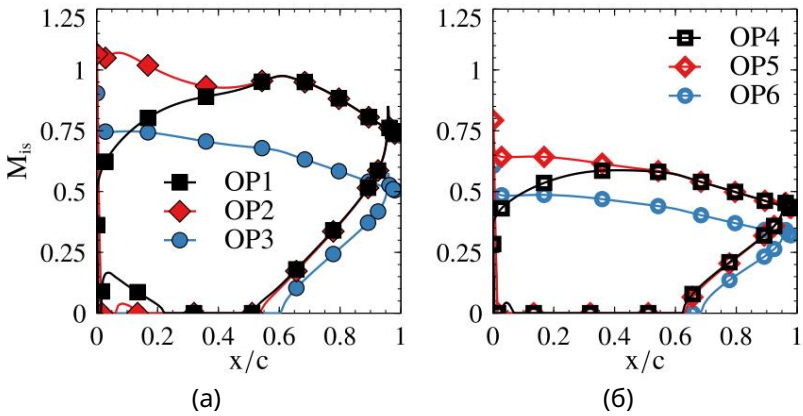


Рис. 11. Распределение изэнтропического числа Маха на профиле при различных рассматриваемых ПД. (а): ОП1-3, (б): ОП4-6.

На рисунках 12 и 13 показаны соответственно входные и выходные NSPL на всех считающихся НП . На рисунках 12a,b показаны соответственно результаты ОП 1–3 и 4–6, которые для ясности разделены на два подрисунка. На рисунке 12c показаны спектры OP1-3 и OP6, масштабированные, как объяснено в строках ниже; спектры OP4-5 не включены для удобства чтения. Информация, изображенная на этих рисунках, дополняется рисунком 14, где показаны модальные разложения спектров и видны области среза на всех ОП.

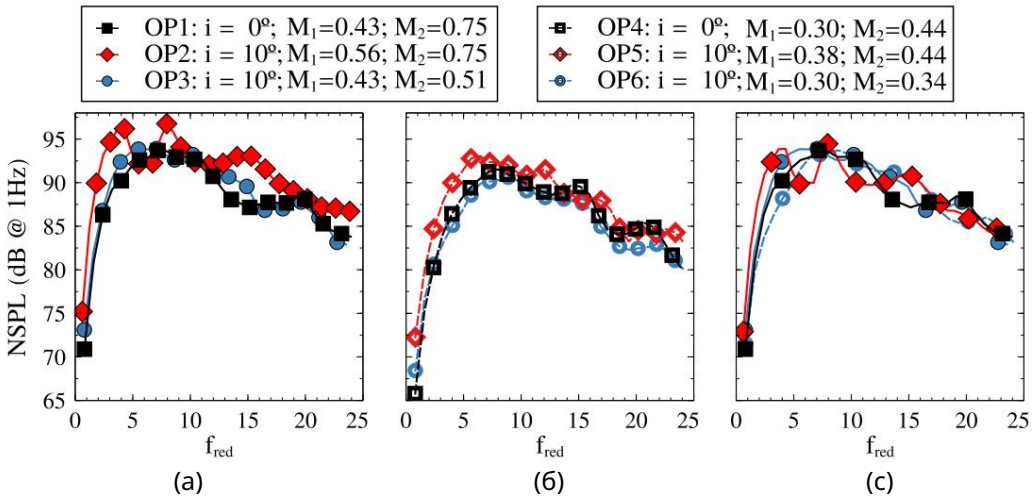


Рисунок 12. Входной NSPL для различных рабочих точек. (a,b) сравните соответственно результаты OP1-3 и OP4-6. (c) показывает NSPL OP1-3 и 6, масштабированный с квадратом числа Маха на входе, M_2^2.

На входной NSPL слабо влияют изменения числа Маха на выходе, пока число Маха на входе остается постоянным. На рисунке 12a показаны различия между OP1 и OP3 менее 2,5 дБ, а на рисунке 12b показано еще лучшее соответствие между OP4 и OP6. Их модальное разложение также демонстрирует значительное сходство (см. рис. 14a,e,g,k), что указывает на очень схожую физику, а не просто на артефакт статистического усреднения.

Интересно, что входной NSPL масштабируется как NSPL M_2^4, в связи с увеличением обрезки регион, который имеет такое же масштабирование. Области разреза, показанные на рисунке 14, масштабируются как M, но существует дополнительный коэффициент M , источником которого является предел интегрирования волнового числа по размаху уравнения (4). Другими словами, общее количество мод представляет собой комбинацию окружных и размаховых мод, области разреза которых масштабируются с помощью M. Последовательность этого масштабирования демонстрируется довольно хорошим схлопыванием кривых, показанных на ри

Machine Translated by Google

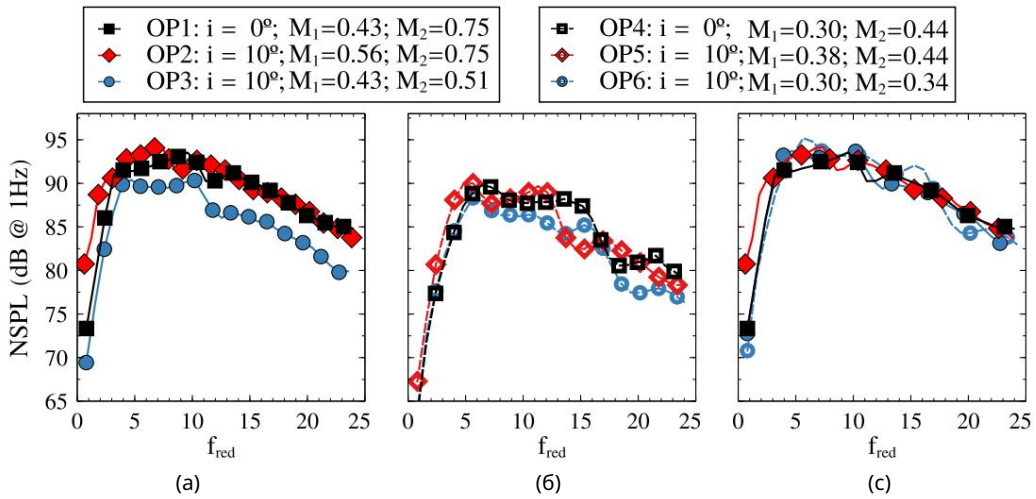


Рисунок 13. Выход NSPL для рабочих точек 1–6. (a, b) сравнить соответственно результаты OP1-3 и OP4-6. (c) показывает NSPL OP1-3 и 6, масштабированный с квадратом числа Маха на выходе, M_2^2.

С другой стороны, уровни шума на выходе существенно не изменяются в зависимости от числа Маха на входе, за исключением низких частот (fred < 5). OP1 и OP2 (см. рисунок 13a), а также OP4 и OP5 (см. рисунок 13b) демонстрируют близкое согласие. На рисунках 14b, d, h, j соответственно показаны аналогичные модальные разложения NSPL. Число Маха на выходе расширяет или укорачивает область включения ниже по потоку, как показано на рисунке 14, и, следовательно, контролирует шум, излучаемый в этом направлении, за счет количества мод, которые замыкаются или отсекаются. Изменения числа Маха на входе, похоже, оказывают небольшое влияние на NSPL на выходе. Однако следует иметь в виду, что физический шум изменяется по мере того, как он масштабируется в зависимости от скорости на входе, что четко отражено уравнением (15). При низкой пониженной частоте оказывается, что нагрузка увеличивает выходные спектры примерно на 3 дБ, что может быть связано с более сильным растяжением вихревых волн полем потока.

Следуя тем же аргументам, что и для входного NSPL, выходной шум масштабируется как NSPL M_2^2 за счет увеличения режимов включения. Кривые OP1 и OP3 на рисунке 13a и кривые OP4 и OP6 на рисунке 13b можно довольно хорошо свернуть, если их масштабировать с помощью M_2^2, что предполагает сдвиг выходных спектров OP3 и OP6 соответственно на +3,3 и +6,9 дБ. Свернутые кривые показаны на рисунке 13c. Соглашение между OP3 и OP1 примечательно. Масштабированный OP6 немного переоценивает NSPL до fred < 17. Тем не менее, соответствие все еще довольно хорошее, учитывая большую разницу в средних свойствах потока.

Число Маха на входе является ключевым параметром генерации шума, поскольку оно изменяет форму спектра. Число Маха на выходе просто действует как коэффициент масштабирования шума из -за изменения области среза. Это оправдано тем, что шум генерируется преимущественно по переднему фронту, в большей части частотного диапазона. Следовательно, физический шум на выходе, т. е. не нормированный с условиями на входе, масштабируется как SPL M3 1M2 2 . Первый фактор возникает из-за предположения о постоянной интенсивности турбулентности и масштабировании реакции в зависимости от скорости на входе (см. уравнение (15)). Второй возникает из-за влияния числа Маха на состояние включения, как обсуждалось ранее. Кажется , что только на низких пониженных частотах нагрузка вызывает существенные изменения в излучаемом шуме. Полученные здесь выводы не являются побочным продуктом статистического усреднения, поскольку они также подтверждаются модальными разложениями NSPL. Тенденции, обнаруженные в безразмерных спектрах шума и модальном разложении, согласуются с анализируемым шумом OP, который исследует изменения нагрузки при низких и средних уровнях числа Маха.

Machine Translated by Google

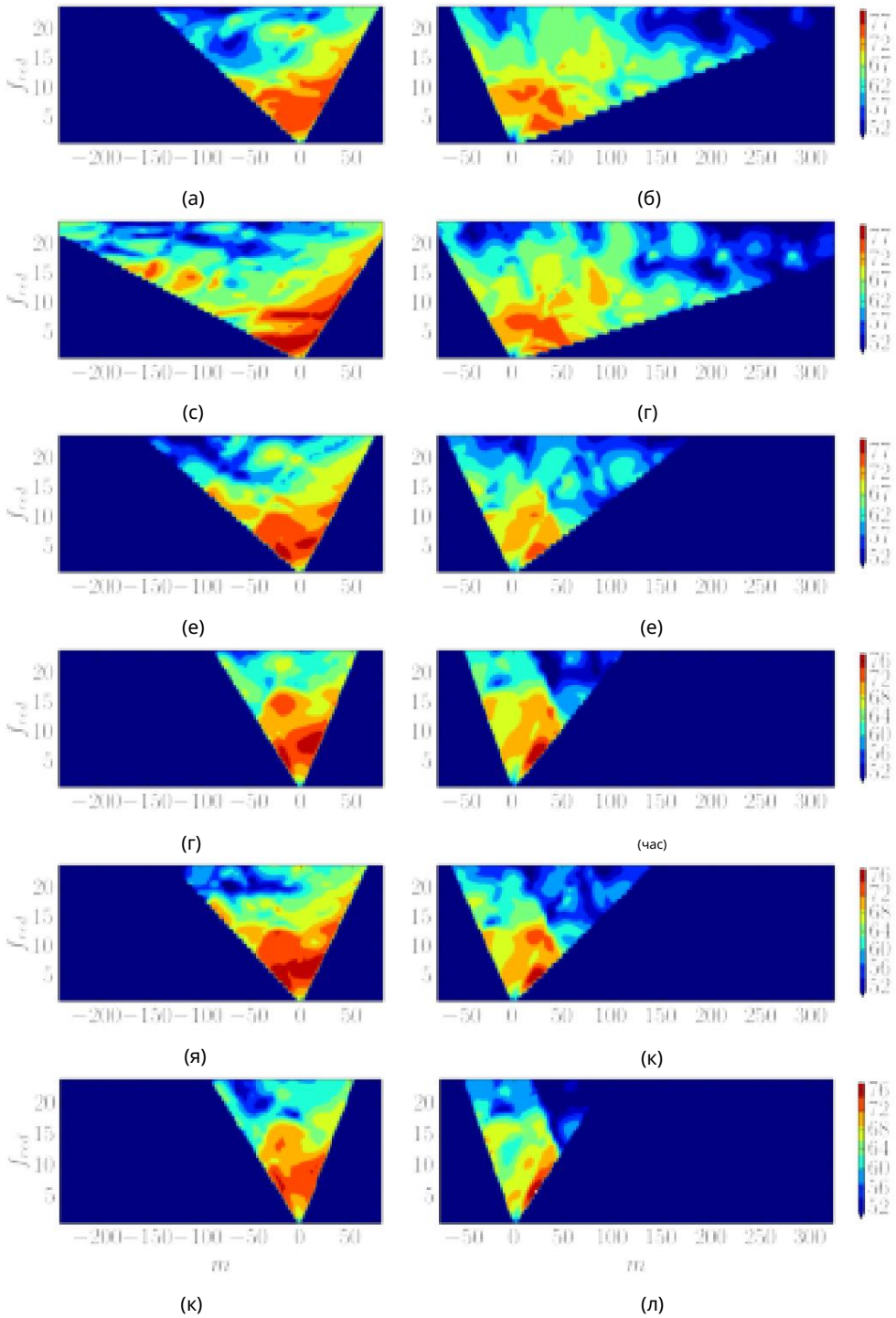


Рисунок 14. Модальная декомпозиция NSPL на всех рассмотренных ОП. Левая колонка: вход. Правый столбец: выход. (а, б): ОП1; (в, г): ОП2; (д, е): ОП3; (ж, з): ОП4; (i,j): OP5; (к,л): ОП6. Ниже шкала насыщена нижний предел для улучшенной визуализации.

4. Выводы

Методика учета влияния реальной геометрии на прогноз турбины. широкополосный шум был представлен. Методика была применена к типичному профиле тихоходной турбины низкого давления и сравнена с современным промышленным профилем. методы, основанные на отклике теории каскада плоских пластин. В отличие от шума Fan/OGV, геометрия профиля становится актуальной. Различия в спектрах между реальным профилем и эквивалентный анализ плоской пластины составляют до 6 дБ. При низкой пониженной частоте (fred < 12),

Machine Translated by Google

Профиль турбины производит значительно более высокий уровень шума, чем плоская пластина, а на более высоких частотах плоская пластина становится громче. Кроме того, было показано модальное разложение спектра с использованием обоих подходов, демонстрирующее большие расхождения , обусловленные разной физикой. С другой стороны, при интегрировании спектров по частоте различия становятся значительно меньшими, порядка 1 дБ, за счет компенсации указанных эффектов. Причиной такого небольшого расхождения является статистическое усреднение отклика, который может стать намного больше при анизотропной турбулентности, как указали Девенпорт и др. [7].

Геометрические эффекты, а именно развал лопастей и толщина, изучались отдельно, чтобы понять их влияние на широкополосный шумовой след. Для типичного профиля турбины низкого давления толщина снижает излучаемый шум на выходе до 4 дБ на самых высоких рассматриваемых частотах. Изгиб лопаток приводит к значительному изменению свойств среднего потока через турбину. Как описано Эверсом и Пиком [4] и другими авторами, растяжение вихревых волн неоднородным потоком приводит к генерации звука. Этот механизм генерации шума, по-видимому, проявляется в сильно изогнутых профилях до fred < 12, что приводит к вышеупомянутому дополнительному шуму на 6 дБ по сравнению с методологиями с плоскими пластинами.

Влияние условий работы профиля турбины оценивалось путем запуска шести различных рабочих точек с разными числами Маха и углами наклона. Число Маха на входе существенно не влияет на выходной NSPL в пределах рассматриваемого ОП.
И наоборот, число Маха на выходе действует как коэффициент масштабирования M_2^2 на шум на выходе в условиях включения. Увеличение нагрузки из-за падения увеличивает безразмерный шум ниже по потоку на низких пониженных частотах (fred < 5), но, по-видимому, мало влияет на более высокие частоты. Поскольку результаты безразмерны со свойствами входного отверстия, физический шум на выходе масштабируется с $M_3^1 M_2^2$, предполагая постоянную интенсивность турбулентности, в большей части рассматриваемого диапазона частот. С другой стороны, шум на впуске остается относительно незатронутым изменениями падения давления, которые приводят только к изменению числа Маха на выходе, если степень сжатия сохраняется. Эти выводы также подтверждаются модальным разложением NSPL, которое показывает, что довольно хороший коллапс спектров не является просто результатом статистического усреднения. Это первый случай, когда влияние геометрии профиля турбины было включено в широкополосный прогноз шума и сравнивалось с современными методологиями.

Вклад автора: Концептуализация, РБ-Н. и RC; методика, РБ-Н.; расследование, РБ-Н.; письмо — первоначальный вариант, РБ-Н.; программное обеспечение, РБ-Н.; визуализация, РБ-Н.; написание – просмотр и редактирование RC; надзор, РЦ; ресурсы, RC; приобретение финансирования, RC; администрация проекта, RC
Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Это исследование финансировалось Европейской комиссией в рамках проекта Horizon Project TurboNoiseBB 2020 года в рамках гранта № 690714.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Мы выражаем огромную признательность за финансовую поддержку Европейской комиссии в рамках европейского проекта Horizon 2020 TurboNoiseBB в рамках грантового соглашения № 690714. Мы хотели бы поблагодарить А. Серрано и П. Карраско (ITP Aero) за все плодотворные дискуссии в течение последних лет, которые помогли развитию этой работы. Кроме того, мы хотели бы поблагодарить ITP Aero за поддержку во время проекта.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

а	Скорость звука
с	Хорда лезвия
Фред	Сниженная частота
К.	Волновой вектор
я	Угол падения | мнимая единица
м	Индекс азимутального режима
М	число Маха
р	Индекс рассеяния статора Тайлера и Софрина
Р	Радиус
п, пт	Давление, полное давление
с	Расстояние между лезвиями
С пп	Давление Мощность Спектральная плотность
т	Толщина профиля
В	Количество лопаток статора
В0	Потоковая базовая скорость потока
U0	Примитивные переменные базового потока
урмс	Среднеквадратическое значение скорости
ш	Скорость восходящего потока
ты	Примитивные возмущенные переменные
β	Акустическое азимутальное волновое число
γ	Акустическое волновое число по размаху
Ф	Спектральная плотность мощности скорости
Fθ	Оператор преобразования Фурье
Λf	Шкала длины турбулентности
Л	Линеаризованный оператор Навье-Стокса
ρ	Плотность
θ	Средний угол потока
ω	Угловая частота
Ом	Угловая скорость ротора
НСПЛ	Нормированный уровень звукового давления
OANSPL	Общий нормированный уровень звукового давления
PSD	Спектральная плотность мощности
0 ~	Средняя переменная расхода
^	Безразмерная переменная
	Преобразование Фурье
1, 2	Осевые станции входа и выхода

Ссылки

1. Несбитт, Э. На пути к более тихой турбине низкого давления: расчетные характеристики и потребности в прогнозировании. Межд. Ж. Аэроакустика 2010, 10, 1–15. [Перекрестная ссылка]
2. Серрано, А.; Апарисио, Дж.; Васкес, Р. Об оценке и актуальности широкополосного шума турбин, генерируемого внутри турбин. Межд. Дж. Аэроакустика 2010, 10, 51–74. [Перекрестная ссылка]
3. Гершфельд Дж. Шум на передней кромке толстых фольг в турбулентных потоках. Дж. Акуст. Соц. Являюсь. 2004, 116, 1416–1426. [Перекрестная ссылка]
4. Эверс, И.; Пик, Н. О генерации звука при взаимодействии турбулентности и каскада профилей с неоднородным средним значением. поток. Дж. Гидромеханика. 2002, 463, 25–52. [Перекрестная ссылка]
5. Гилл, Дж.; Чжан, Х.; Джозеф, П. Влияние симметричной геометрии профиля крыла на шум передней кромки. Дж. Акуст. Соц. Являюсь. 2013, 134, 2669–2680. [Перекрестная ссылка]
6. Хеа-Агилера, Ф.; Гилл, Дж.; Чжан Х. О влиянии моделирования следа вентилятора и конструкции лопастей на каскадный шум. Дж. Звук Виб. 2019, 459, 114859. [CrossRef]
7. Девенпорт, В.Дж.; Стаубс, Дж. К.; Глегг, С.А. Звуковое излучение от реальных профилей в условиях турбулентности. Дж. Звук Виб. 2010, 329, 3470–3483. [Перекрестная ссылка]
8. Майерс, MR; Кершен, Э.Дж. Влияние развала на генерацию звука крылом, взаимодействующим с высокочастотными порывами ветра. Дж. Флюид Мех. 1997, 353, 221–259. [Перекрестная ссылка]
9. Паручури, СС; Купленд, Дж.; Джозеф, П. Влияние геометрии профиля на шум взаимодействия турбулентности в каскадах. В материалах 22-я конференция AIAA/CEAS по аэроакустике, Лион, Франция, 30 мая – 1 июня 2016 г.; п. 2738. [ПерекрестнаяСсылка]

Machine Translated by Google

10. Коррал, Р.; Эскрибано, А.; Гисберт, Ф.; Серрано, А.; Васко, К. Валидация линейного многосеточного ускоренного неструктурированного решателя Навье-Стокса для расчета лопаток турбины на гибридных сетях. В материалах 9-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Хилтон-Хед, Южная Каролина, США, 12–14 мая 2003 г.; п. 3326. [ПерекрестнаяСсылка]

11. Коррал, Р.; Гисберт, Ф.; Пуэблас, Дж. Выполнение параллельного реберного решателя Навье – Стокса на обычных графических процессорах. Межд. Дж. Компьютер. Жидкость. Дин. 2017, 31, 93–108. [Перекрестная ссылка]

12. Герен, С.; Кисснер, К.; Зеелер, П.; Бласкес, Р.; Карраско, П.; де Лабордери, Х.; Льюис, Д.; Чайтанья, П.; Полачек, К.; Тисс, Дж. ACAT1 Эталон аналитических методов на основе RANS для прогнозирования широкополосного шума вентиляторов: Часть II - Влияние акустических моделей. Акустика 2020, 2, 617–649. [Перекрестная ссылка]

13. Бласкес-Наварро, Р.; Коррал, Р. Прогнозирование акустической блокировки вентилятора шумом широкополосного взаимодействия вентилятора и выпускного направляющего аппарата с использованием линеаризованных в частотной области решателей Навье – Стокса. Дж. Звук Виб. 2021, 500, 116033. [CrossRef]

14. Бечара, В.; Байи, К.; Лафон, П.; Кандел С.М. Стохастический подход к моделированию шума свободных турбулентных течений. АИАА Дж. 1994, 32, 455–463. [Перекрестная ссылка]

15. Бэтчелор, Г.; Праудман И. Эффект быстрого искажения жидкости при турбулентном движении. QJ Mex. Прил. Математика. 1954, 7, 83–103. [Перекрестная ссылка]

16. Липманн, Х. Расширение статистического подхода к тряске и порывам ветра крыльев конечного размаха. Дж. Аэронавт. наук. 1955, 22, 197–200. [Перекрестная ссылка]

17. Гольдштейн М.Е. Аэроакустика; Международная книжная компания McGraw-Hill: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1976; п. 130 18. Джарон, Р.; Хертум, Х.;

Франке, М.; Моро, А.; Герен, С. Влияние моделей турбулентности на прогнозирование шума широкополосного взаимодействия вентиляторов на основе RANS. В материалах 12-й Европейской конференции по турбомашиностроению (ETC), Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.; стр. 3–7. [Перекрестная ссылка]

19. Джу, Х.; Мани, Р.; Высолид, М.; Шарма А. Исследование широкополосного шума взаимодействия следа вентилятора/выпускного аппарата и направляющего аппарата. АИАА Дж. 2015, 53, 3534–3550. [Перекрестная ссылка]

20. Бургос, Массачусетс; Контрерас, Дж.; Коррал Р. Эффективный метод взаимодействия ротора и статора на основе краев. Журнал AIAA 2011, 49, 19–31. [Перекрестная ссылка]

21. Коррал, Р.; Вега А. Физика вибрирующих профилей турбин на низкой пониженной частоте. Дж. Пропуль. Власть 2016, 32, 325–336. [Перекрестная ссылка]

22. Коррал, Р.; Белоки, Дж.; Кальца, П.; Эллиотт, Р. Генерация и контроль флаттера с использованием расстройки во вращающейся турбине. АИАА Дж. 2019, 57, 782–795. [Перекрестная ссылка]

23. Паручури, К.; Гилл, младший; Субраманиан, Н.; Джозеф, П.; Вандервель, К.; Чжан, Х.; Ганапатисубрамани, Б. Влияние геометрии аэродинамического крыла на шум взаимодействия турбулентности. В материалах 21-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Даллас, Техас, США, 22–26 июня 2015 г., с. 2830.

24. Купер, А.; Пик, Н. Захваченные акустические моды в воздухозаборниках авиационных двигателей с закрученным потоком. Дж. Гидромеханика. 2000, 419, 151–175. [Перекрестная ссылка]

25. Керл Н. Влияние твердых границ на аэродинамический звук. Учеб. Р. Сок. Лонд. Сер. Математика. Физ. наук. 1955, 231, 505–514.

26. Марбл, Ф.; Кандел, С. Акустические возмущения от неоднородностей газа, конвектируемого через сопло. Дж. Звук Виб. 1977, 55, 225–243. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Анализ чувствительности аэроэластика на основе машинного обучения Параметры устойчивости в каскаде компрессоров †

Марко Раузео*, Мехди Вахдати и Фаньчжоу Чжао

Факультет машиностроения, Имперский колледж Лондона, Лондон SW7 2AZ, Великобритания; m.vahdati@imperial.ac.uk (MV); fanzhou.zhao11@imperial.ac.uk (ФЗ)
* Адрес для переписки: m.rauseo18@imperial.ac.uk
† Данная статья представляет собой переработанную версию нашей статьи, опубликованной в журнале Proceedings of the European Turbomachinery. Конференция ETC14, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Аэроупругие неустойчивости, такие как флаттер, играют решающую роль в ограничении рабочего диапазона и надежности турбомашин. В этой статье предлагается альтернативный подход к аэроупругому анализу, при котором чувствительность аэродинамического демпфирования по отношению к основному потоку и структурным параметрам определяется количественно посредством исследования на основе суррогатной модели. Параметры выбраны на основе предыдущих исследований и представлены равномерным распределением в применимых интервалах. Суррогатная модель представляет собой искусственную нейронную сеть, обученную и протестированную для достижения ошибки в пределах 1% от тестовых данных. Интересующей величиной является аэродинамическое демпфирование, а наборы данных получены с помощью линеаризо Чувствительность аэродинамического демпфирования по отношению к входным переменным получается путем расчета нормализованных градиентов из суррогатной модели в конкретных условиях эксплуатации. Результаты показывают количественное сравнение чувствительности по различным входным параметрам. Результаты анализа чувствительности затем используются для принятия решения о наиболее подходящих действиях, которые необходимо предпринять для обеспечения стабильности в нестабильных условиях эксплуатации. Работа представляет собой предварительное исследование, выполненное на упрощенном двумерном каскаде компрессоров, и направлено на доказательство обоснованности подхода, основанного на данных, при изучении аэроупругого поведения турбомашин. Насколько известно авторам, это первый случай исследования модели флаттера, управляемой данными. Первоначальные результаты обнадеживают и указывают на то, что этот подход стоит использовать в будущем. Представленная конструкция может быть использована в качестве инструмента модернизации для повышения стабильности флаттера существующей лопасти.

Ключевые слова: флаттер; машинное обучение; анализ чувствительности

Цитирование: Раузео, М.; Вахдати, М.; Чжао Ф. Анализ чувствительности параметров аэроупругой устойчивости на основе машинного обучения в каскаде компрессоров. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 39. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030039 .

Академический редактор: Дамиан Фогт

Поступила: 19 мая 2021 г.
Принято: 7 сентября 2021 г.
Опубликовано: 15 сентября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Разработка высоконагруженных, трехмерных, длинных лопаток компрессоров и вентиляторов представляет собой сложную задачу с точки зрения аэроупругой устойчивости турбомашин. Задача оценки устойчивости лопастей становится еще более актуальной из-за недавней тенденции к бликам, в которых механическое демпфирование практически отсутствует. Самовозбуждающаяся вибрация, или флаттер, является одним из нескольких аэроупругих явлений, которые могут ограничить рабочий диапазон турбомашин и в конечном итоге привести к выходу из строя лопаток. Флаттер широко изучался несколькими авторами с помощью аналитических, экспериментальных и вычислительных методов, что привело к появлению большого количества литературы, в которой были идентифицированы несколько параметров движения [1–3]. В [4] Шринивасан связывает флаттер с высокой постоянной нагрузкой и низкой пониженной частотой для лопастей, вибрирующих в режимах первого изгиба или скручивания. Приведенная частота здесь обозначается как k = ωc/Urel, где ω — угловая частота колебаний, c — хорда лопатки, а Urel — относительная скорость потока на входе. В своей ранней аналитической работе [5] Уайтхед представляет расчеты нестационарной подъемной силы для двумерного каскада плоских пластин, подчеркивая, что на устойчивость влияет, по -разному, в зависимости от переменных потока (например, числа Маха на входе), природа (волны обрезания распространяются без затухания, тогда как волны обрезания затухают по мере распространения) акустических волн, создаваемых вибрацией. Сильная корреляция между средним падением потока и стабильностью показана в [6] с использованием результат

Machine Translated by Google

для нагруженных каскадов в несжимаемом потоке, разработанных в [7]. Все вышеперечисленные утверждения подтверждаются более поздними вычислительными исследованиями. В [8] Вахдати и Кампсти выполнили трехмерный CFD-анализ современной лопасти вентилятора и заметили, что (1) трехмерное разделение (высокая нагрузка) с последующей радиальной миграцией потока вдоль пролета в направлении кожух, снижающий аэродинамическое демпфирование; 2) флаттер возникает в диапазоне частот и диаметров узлов, где генерируемые акустические волны отсекаются на входе и отсекаются на выходе (исчерпывающее объяснение акустических режимов в каналах турбомашин см. в [9]); (3) аэродинамическое демпфирование уменьшается по мере увеличения крутильной составляющей в первом режиме закрылков , что согласуется с исследованием турбин в [10]. Таким образом, на флаттер влияют характеристики устойчивого и нестационарного потока, аэроакустика и структурные свойства.

На ранних стадиях проектирования основное внимание уделяется производительности, тогда как аэроупругая устойчивость исследуется только с точки зрения простых параметров, таких как пониженная частота. Влияние переменных потока и других структурных параметров оценивается только на более позднем этапе процесса или при возникновении отказа во время эксплуатации. Хотя последние методы, основанные на CFD, оказались успешными в прогнозировании флаттера [11], условия, при которых возникает флаттер, неизвестны на этапе проектирования; если для такого анализа будет использоваться нестационарный CFD, он может быть очень дорогостоящим в вычислительном отношении и не может использоваться регулярно. Более того, при заданном диапазоне изменчивости расчетных параметров неясно, в какой мере эти переменные влияют на устойчивость и как они количественно соотносятся друг с другом. Например, является ли усиление лопасти столь же эффективным, как изменение соотношения изгиба и крутки или аэродинамики расчетной точки? Как особенности течения влияют на устойчивость в различных режимах акустических волн?

В настоящей статье основное внимание будет уделено нестабильности, широко известной как срывной флаттер, которая возникает в режиме неполной скорости, когда профиль крыла работает с углом наклона выше номинального [12]. Оно названо так ошибочно, поскольку срыв не является необходимым условием его возникновения (Исомура и Джайлс [13] сообщили об ударных колебаниях как о механизме возбуждения неустойчивости в своем случае, однако они назвали его срывным флаттером). Вдохновленная недавним успехом количественной оценки неопределенности коэффициентов модели турбулентности на основе машинного обучения [14–16], эта статья пытается ответить на предыдущие вопросы посредством анализа чувствительности прямого распространения выбранных проектных параметров, основанного на машинном анализе. изученная суррогатная модель. Предлагаемый метод представляет собой альтернативный подход к текущим численным прогнозам флаттера сваливания, который основан на постоянно развивающихся вычислительных методах [11,17]. Успешная разработка предложенной стратегии обеспечит значительное улучшение по сравнению с текущими методами, основанными на CFD, поскольку она требует значительно меньше вычислительных ресурсов. Кроме того , модель машинного обучения может обеспечить количественные меры чувствительности в виде градиентов аэродинамического демпфирования в зависимости от параметров конструкции, предлагая оптимальные средства решения проблем флаттера существующей конструкции.

В этой работе упрощенная геометрия используется для демонстрации обоснованности основанной на машинном обучении структуры для изучения влияния потока и структурных параметров на аэродинамическое демпфирование. Целью настоящей работы является разработка инструмента модернизации, позволяющего повысить стабильность флаттера существующей лопасти. Долгосрочная цель состоит в том, чтобы разработать простую модель для оценки устойчивости лопаток компрессора и вентилятора, чтобы обеспечить ранние рекомендации по проектированию, направленные на улучшение аэроупругой устойчивости.

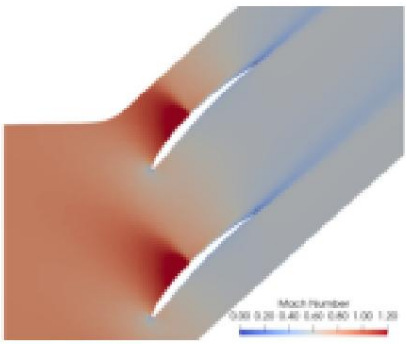
В следующих разделах будет объяснен выбор входных коэффициентов и их относительных диапазонов . Будут обсуждены решатель потока, модель машинного обучения и стратегия прямого распространения, и, наконец, будут представлены результаты.

2. Методика 2.1.
Тестовый пример

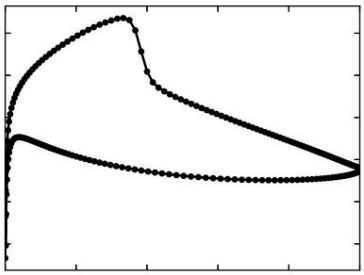
Тестовым примером, выбранным для данного исследования, является Стандартная конфигурация 10 [18] — каскад двухмерных компрессоров. Длина хорды и отношение шага к хорде зафиксированы на уровне 0,1 м и 1,0 соответственно; угол смещения – 45 ; Полное давление и температура на входе составляют 101,3 кПа и 300 К на протяжении всего исследования и, наконец, в расчетной точке каскад работает с числом Маха на входе M1 = 0,7 и углом истечения α1 = 55 . Угол падения потока на лопасть обозначается как β1, причем β1 = 0 соответствует α1 = 55 и, следовательно, ,

Machine Translated by Google

номинальная заболеваемость. На рисунке 1 показан пример стационарного решения с M1 = 0,85 и номинальным падением. Выбор двумерной геометрии сохраняет физику флаттера, за исключением двух эффектов: трехмерных профилей потока и присутствия радиальных акустических мод в канале. Хотя они и актуальны, они не считаются существенными на ранней стадии проектирования, на которую нацелена данная работа; более того, этот подход отделяет влияние потока утечки на наконечнике, который сам по себе представляет собой громоздкую проблему моделирования турбулентности Трехмерные характеристики потока будут включены в будущую работу.



(а) Контурная диаграмма числа Маха.



(б) Изэнтропическое число Маха

Рисунок 1. Пример стационарного решения.

2.2. Решатель потока

Решающая программа LUFT, использованная в этой работе, разработана доктором Полом Петри-Репаром из RPMTurbo. Стационарный решатель LUFT решает трехмерные уравнения RANS на гексаэдральной сетке, используя ячеецентрированную схему конечного объема. Потоки рассчитываются по схеме Роу против ветра (доступны и другие схемы), поток восстанавливается с использованием интерполяции MUSCL с ограничителем Ван Альбады и применяется локальный шаг по времени с остаточным сглаживанием. Решатель нестационарного потока линеаризуется, преобразуя уравнения URANS в частотную область, а рассчитанные нестационарные давления используются для оценки аэродинамической работы на лопасти и последующего аэродинамического демпфирования ζ. Принята линеаризованная модель турбулентности Спаларта-Алмараса без пристеночных функций. На протяжении всего исследования применяются двумерные неотражающие граничные условия. Решатель был проверен на соответствие другим установленным кодам [19,20].

2.3. Выбор проектных параметров

Соответствующие параметры, выбранные для этой работы, основаны на литературе, представленной в предыдущем разделе: число Маха на входе, M1, угол падения, β1, приведенная частота k, коэффициент изгиба-крутки формы моды и фазовый угол между лопатками, σ.

β1 задается как граничное условие, M1 варьируется путем изменения соотношения давлений (общее давление на входе по сравнению со статическим давлением на выходе) в каскаде, k задается в нестационарном решателе, который, в свою очередь, вычисляет правильную структурную частоту с использованием входного сигнала установившегося состояния. скорость потока в качестве ссылки. σ указывается в градусах и применяется как задержка по фазе на границах проходов в нестационарном решателе. Соотношение изгиба и скручивания требует небольшого обсуждения.

Форма моды, выбранная для этой работы, представляет собой вращение твердого тела вокруг заданной оси, называемой осью вращения. Коэффициент изгиба-скручивания варьируется путем сохранения фиксированного смещения передней кромки при изменении параметра Xt , определяемого как:

$$Xт = \frac{ХЛЕ + ХТЕ}{ХЛЕ - ХТЕ} \quad (1)$$

где XLE, XTE — смещения передней и задней кромки со знаком соответственно. Предельными случаями являются чистое скручивание с Xt = 0 и чистый изгиб с Xt (XLE XTE); все остальные случаи, т. е. Xt (0,), называются режимом закрылков. Эффект увеличения Xt , по существу, заключается в перемещении оси закручивания дальше по потоку от лопасти (например, Xt = 2

Machine Translated by Google

размещает ось крутки на расстоянии половины хорды от задней кромки); поэтому, уменьшая компонент крутки формы моды. На рис . 2 схематически показано влияние увеличение Xt .

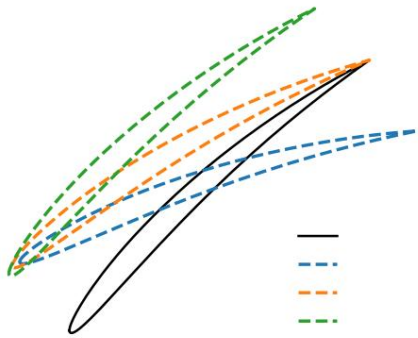


Рисунок 2. Схематическая иллюстрация формы моды при различных Xt .

Следующим шагом является определение интервалов, в которых будут меняться входные параметры. интервал входного числа Маха выбран симметричным относительно номинального значения 0,7, чтобы исследовать как дозвуковое течение, при котором скачок скачка не возникает, так и режимы трансзвукового течения, когда на стороне всасывания присутствует удар. Таким образом, M1 изменяется в пределах 0,5, все, что ниже, отбрасывается как слишком низкая скорость, и 0,9, чтобы амортизатор оставался на стороне всасывания и не движется слишком далеко вверх по течению (рис. 1a). Падение набегающего потока на лопасть варьируется от 0 до 6 , что является самым большим значением до начала срыва для всех В данной работе изучаются числа Маха. σ находится в пределах от 180 до 180 ; крайности - это тот же самый момент, хотя для них не предусмотрено никакого специального обращения на этапе обучения. суррогатной модели. На практике сочетание пониженной частоты и формы моды не является произвольным: одна и та же лопасть будет характеризоваться очень разными приведенными частотами независимо от того, вибрирует ли он в режиме чистого поворота или в режиме закрылков. Более того, это сочетание также зависит от рассматриваемой машины: режим закрылков лопасти вентилятора будет иметь меньшую пониженная частота [17,21] по сравнению со встроенной лопаткой компрессора [22]. Тем не менее, Чтобы охватить весь спектр комбинаций, форма моды и частота в этом исследовании предполагается, что они независимы друг от друга во время обучения суррогатной модели и, поэтому делайте большие интервалы. В таблице 1 суммировано пространство входных переменных.

Таблица 1. Интервалы расчетных параметров.

Параметр		Мин	Макс
M1	Входное число Маха	0,5	0,9
β1	Заболеваемость (отличие от номинала)		+6
к	Сниженная частота	0	1,5
Хт	Безразмерное расстояние по оси вращения	0,4	4.0
σ	Межлопастной фазовый угол	0,0 180	180

2.4. Метод анализа чувствительности

Анализ чувствительности в этой работе проводится с помощью подхода, основанного на суррогатной модели, чтобы облегчить вычислительную нагрузку, необходимую для традиционного анализа. Метод на основе CFD.

Метод выборки Latin Hypercube [23] применяется для генерации пяти независимых базы данных входных параметров в пределах таблицы 1: такой подход обеспечивает единообразие распределение образцов в интересующем пространстве и что произвольные образцы из разных базы данных взаимно независимы. Базы данных имеют размер 128, 256, 512, 1024, 2048, и называются от db1 до db5. Базы данных применяются для обучения и тестирования суррогатного материнства.

Machine Translated by Google

модель решателя CFD, который будет аппроксимировать аэродинамическое демпфирование без решения уравнений аэроупругости:

$$q \quad q\hat{} = S(x) \tag{2}$$

где x — вектор входных параметров, S — суррогатная модель, $q\hat{}$ и q — интересующая величина , предсказанная суррогатной моделью и CFD соответственно.

Наконец, может быть получена PDF (функция плотности вероятности) аэродинамического демпфирования . Чувствительность входных коэффициентов к прогнозу количественно определяется нормализованным градиентом, рассчитанным с помощью суррогатной модели, которая будет кратко обсуждена.

Суррогатная модель S — это нелинейная функция, которая, учитывая входной сигнал x Rd , выводит $q\hat{}$ Rm; якобиан выходных данных по отношению к входным:

$$Jij(x) = = \frac{Si(x)}{Si(x)} \quad xj \tag{3}$$

Значение Si(x) даст меру того, насколько чувствителен выход i к входу j вблизи x. Чтобы провести сравнение входных данных и разных мест выборочного пространства, градиент нормализуется по его величине | Si(x)|, что дает нормализованный градиент.

2.5. Суррогатная модель на основе искусственной нейронной

сети. Искусственная нейронная сеть (ИНС) используется в качестве суррогатной модели решателя CFD. ИНС состоит из нескольких слоев нелинейных единиц активации, называемых нейронами. Входной , скрытый и выходной слои хранят входные переменные, промежуточные выходные данные и интересующее количество соответственно. Вектор входных переменных x и интересующее количество q приведены ниже:

$$x = [M1, \beta1, k, Xt , \sigma] \; q = \zeta \tag{4}$$

Принципы, стратегия обучения и результаты следующие.

2.5.1. Прямое распространение

Входные переменные нормализуются по их максимуму и минимуму, а затем масштабируются в диапазоне { 1, 1}:

$$i_{\max(xi)} \quad \frac{xi \quad \min(xi)\,(0) = 2\,a}{\min(xi)} \quad 1 \tag{5}$$

где xi — вектор входной переменной i размерностью m, где m — количество выборок. Выходные данные на промежуточных уровнях распространяются, как показано ниже:

$$a^{(л+1)} = f(z\,(l+1)\,) = f(w(l+1)\,a \quad {}^{(л)} + б\,(л+1)\,) \tag{6}$$

где w — матрица весов, b = diag(I) — вектор смещения, а f(·) — функция активации. Функция f(x) = Atanh(Hx) с A = 1,7159 и H = представляет собой перемасштабированный гиперболический тангенс, $\frac{2}{3}$ как предложено в [24]. Результаты на выходном слое (L + 1) затем денормализуются, чтобы получить интересующую величину:

$$q\hat{} = (\max(q) \quad \min(q)) \cdot \frac{a^{(L+1)} + A}{2A} + \text{мин(д)} \tag{7}$$

Макс-мин нормировка аэродинамического демпфирования симметрична относительно ζ , т.е. отрицательное ноль, так что $|q\hat{}|_{q\hat{}} = \frac{|\zeta|}{\text{з}}$начение $q\hat{}$ (выходной сигнал ИНС) соответствует отрицательному аэродинамическому значению.

Machine Translated by Google

демпфирование. Наконец, точность прогнозов ИНС измеряется относительной ошибкой в тестовой базе данных:

$$\varepsilon = \frac{1}{м} \sum_{j=1}^{м} \frac{|qj - q\hat{}j|}{| макс(д) - мин(д)} \quad (8)$$

2.5.2. Обратное

распространение ошибки. ИНС решает задачу оптимизации путем итеративного обновления весов w , которые соединяют нейроны. Они инициализируются случайным образом и обновляются путем минимизации функции стоимости J:

$$J(w, b) = 2m \sum_{j=1}^{1} (qj - q\hat{}j)^{2} + \frac{\lambda}{2м} \sum_{л=1}^{Л+1} (ш(л))^{2} \quad (9)$$

где λ регуляризует весовую норму, чтобы избежать переобучения. В данной работе используется оптимизатор Бройдена-Флетчера-Гольдфарба-Шенно (BFGS, [25]). Градиент функции стоимости рассчитывается как:

$$\frac{J}{w(л)} = \frac{1}{м} \sum_{j=1}^{м} (l) \cdot (a(l-1))^{T} + \frac{\lambda}{2м} w(l)$$
$$\frac{J}{б(л)} = \frac{1}{м} \sum_{j=1}^{м} (л) \quad (10)$$

где:

$$(л) = \begin{cases} (a\hat{}(l) - a(l)) \cdot f'(з(л)), & l = L + 1 (z \\ (w(l+1))^{T} \cdot (l+1) \cdot f'(l)), & 1 \le l \le L \end{cases} \quad (11)$$

2.5.3. Выбор гиперпараметров На

веса, определенные в процессе оптимизации, влияют несколько параметров, гиперпараметры, а именно количество слоев L и количество нейронов на слой NL, размер обучающей базы данных и коэффициент регуляризации λ. Базовая ИНС с L = 2, NL = 12 и λ = 10 4 будет использоваться для исследования гиперпараметров. Сначала проводится исследование независимости базы данных обучения с использованием 5 различных комбинаций баз данных, представленных в таблице 2. Разделение обучения/тестирования поддерживается постоянным на уровне 80/20 для всех комбинаций . Оптимизация на основе градиента может привести к локальным минимумам функции стоимости; поэтому 16 сетей с разными начальными условиями и случайно перетасованными наборами данных обучаются параллельно.

Таблица 2. Данные для исследования независимости обучающей базы данных.

Данные	Общий размер	Данные обучения	Тестовые данные	Обученные ИНС
дб1 дб2	384	80%	20%	16
дб2 дб3	768	80%	20%	16
дб3 дб4	1536	80%	20%	16
дб4 дб5	3072	80%	20%	16
Все базы данных	3967	80%	20%	16

Разница между ошибками теста и обучения (εTE, εTR) представлена на рисунке 3. По мере увеличения размера обучающей базы данных разница между ошибками теста и обучения уменьшается почти до нуля, и, таким образом, точность ИНС становится независимой от размер обучающей базы данных. Более того, конверт макс-мин на рисунке 3 сходится к среднему значению, когда используются все наборы данных, что указывает на независимость от начальных условий. Остальная часть гиперпараметрического исследования выполняется с использованием всех данных с разделением обучения и тестирования, описанным выше.

Machine Translated by Google

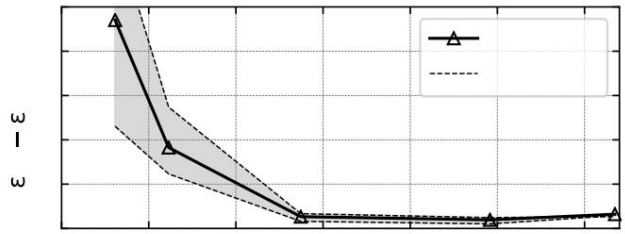


Рисунок 3. Исследование независимости обучающей базы данных.

Гиперпараметры изменяются по одному, остальные остаются постоянными. с базовой настройкой; количество нейронов на слой, NL, поддерживается постоянным и составляет значение из 12 на протяжении всего исследования. Наиболее подходящее значение λ зависит от количества слоев ИНС; на рисунке 4 показано, что минимальная погрешность достигается при λ = 10 1 , когда L = 2. По мере увеличения L растут и затраты, связанные с весами ИНС. (см. уравнение (9)); следовательно, делается вывод, что при L > 2 фактор регуляризации должен быть λ Чтобы найти наилучшую комбинацию двух гиперпараметров, исследование 10 1 . количества слоев L повторяется 4 раза, при этом λ = 10, 10 1 2, 10 3, 10 4, соответственно. Этот подход известен как «поиск по сетке» и описан в блок-схеме на рисунке 5.

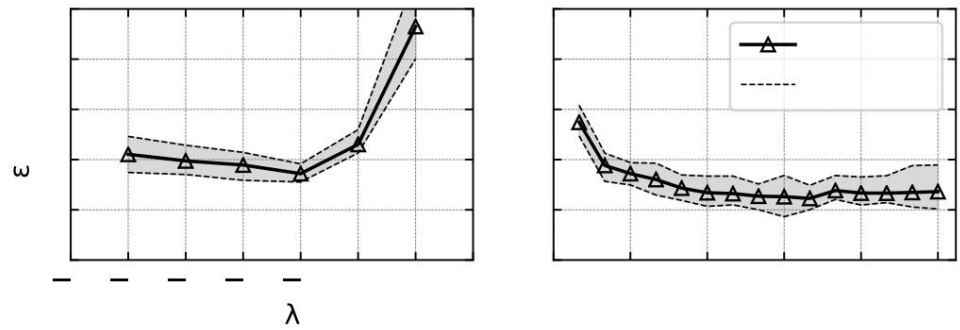
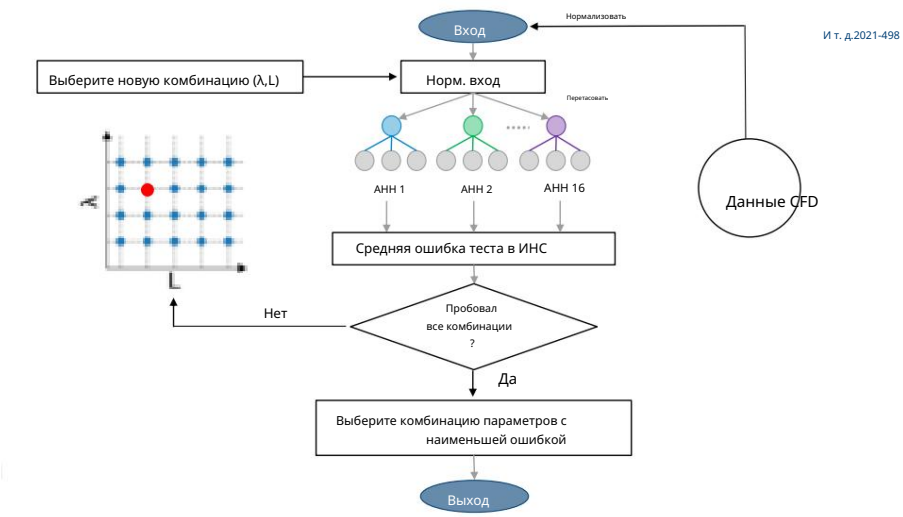


Рисунок 4. Исследование гиперпараметров.



И т. д.2021-498

Рисунок 5. Блок-схема выбора гиперпараметров.

Machine Translated by Google

Замечено, что минимальное значение средней ошибки (εTE 1%) достигается при
λ = 10 4 и L = 10. Таким образом, ИНС, используемая в остальной части этой работы, характеризуется следующими гиперпараметрами: NL = 12, L = 10, λ = 10 4 .

На рисунке 6 показано хорошее согласие между PDF-файлами прогнозов CFD и ANN;
почти ни один из тестовых данных не выходит за пределы доверительного интервала 5% (серый цвет).

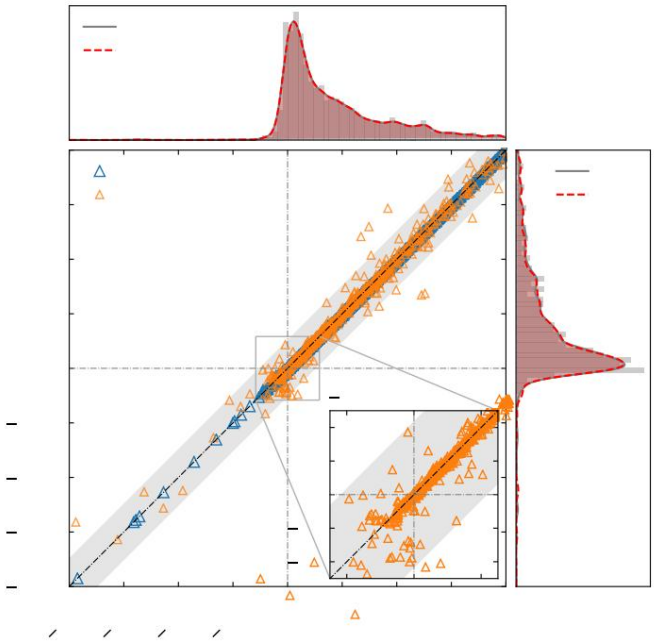


Рисунок 6. PDF-файл и точечная диаграмма точек данных CFD и «воспроизведений» ИНС.

3. Результаты

3.1. Валидация

Следующие результаты показывают сравнение прогнозов ANN и CFD. Четыре
кейсы настроены для демонстрации возможностей ИНС: фиксированы 4 из 5 входных переменных
а оставшийся выметается. Расчеты CFD, использованные в этом сравнении,
не совпадают явно с какой-либо обучающей выборкой, поэтому они будут представлять собой дальнейшую, и
Наконец, тест для оценки суррогатной модели с машинным обучением. Комбинация параметров
для четырех сравнений представлены в Таблице 3. Результаты на Рисунке 7 показывают хорошие результаты.
соглашение между ANN и CFD.

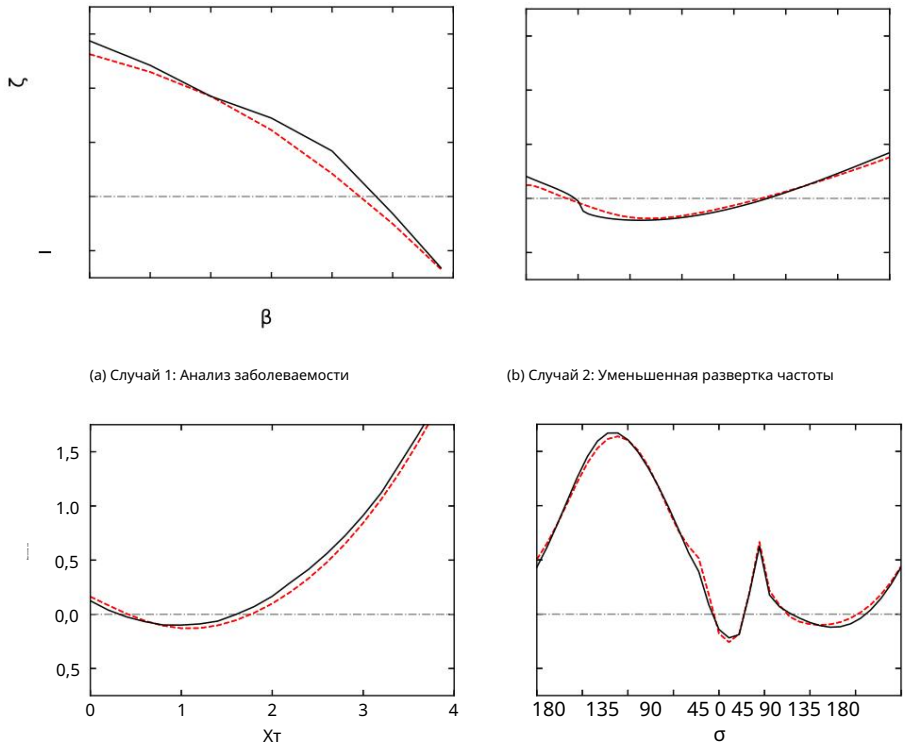
Таблица 3. Входные параметры для теста развертки ИНС.

	M1	β1	к	Хт	σ
Случай 1	0,8	Мести	0,5	3,0	20
Случай 2	0,55	+5	Развертка	1,5	20
Случай 3	0,7	+6	0,7	Развертка	0
Случай 4	0,55	+5	0,5	1,0	Мести

На рис . 7a видно, что для лопасти, колеблющейся в режиме закрылков, в околозвуковом потоке
аэродинамическое демпфирование уменьшается с увеличением угла падения потока. Условия течения для этого
Случай очень похож на то, что испытывает секция лопасти вентилятора при движении вверх по характеристике
постоянной скорости. О таком поведении уже сообщалось в литературе [8].
ИНС способна внимательно следить за тенденцией CFD и предсказывать границу флаттера.
в пределах 0,2, подтверждая, что его прогнозам можно доверять в инженерно-значимых случаях.
На рисунке 7b показана развертка по уменьшенной частоте; при данных условиях течения и при заданном σ,
частоты среза восходящего и нисходящего потоков составляют 0,230 и 0,408 соответственно. Как

Machine Translated by Google

частота вибрации увеличивается, нестационарные поля давления перед и за лопаткой изменяются от среза к срезу. Частоты, на которых происходит это изменение, являются граничными частотами и их пересечение связано с сильным изменением аэродинамического демпфирования. Пересечение на рис. 7b происходит при k = 0,408 и видно по падению аэродинамического демпфирования. Суррогатная модель с хорошей точностью фиксирует общую тенденцию, а также пересечение линии нулевого затухания. На рисунке 7c показана развертка Xt ; по мере того, как форма моды приближается к чистому изгибу (увеличение Xt), аэродинамическое демпфирование увеличивается, в соответствии с литературными данными. ANN снова может внимательно следить за CFD. Пик аэродинамического демпфирования на рисунке 7d хорошо предсказуем как по местоположению (σ 40), так и по величине, как и общая форма кривой.



(a) Случай 1: Анализ заболеваемости

(b) Случай 2: Уменьшенная развертка частоты

(c) Случай 3: Развертка по расстоянию по осям

(d) Случай 4: Развертка межлезвийного фазового угла

Рисунок 7. Сравнение прогнозов ANN (пунктирная красная линия) и CFD (сплошная черная линия).

Обсужденные выше результаты показывают, что ИНС способна правильно прогнозировать аэродинамическое демпфирование в диапазоне условий потока и структурных параметров. Более того, суррогатная модель с хорошей точностью фиксирует точку перехода нулевого затухания (граница флаттера) . В следующем подразделе приведен пример того, как этот метод можно использовать в среде проектирования .

3.2. Применение

В этом разделе рассматривается применение этого метода к гипотетической инженерной задаче . На ранней стадии проектирования лопатки турбомашины суррогатная модель предсказывает флаттер аэродинамически оптимизированной лопатки при некоторых условиях эксплуатац Даже ценой снижения аэродинамических характеристик необходимо скорректировать параметры конструкции, чтобы увеличить демпфирование и восстановить устойчивость. Если предположить, что механическое решение (например, введение подплатформенных демпферов) либо неудобно, либо вообще невозможно (например, лопасть является частью блиска), наиболее жизнеспособным решением является увеличение аэродинамического демпфирования. Традиционная мудрость предполагает, что, например, увеличение пониженной частоты полезно для аэроупругой устойчивости. Однако было показано, что это обобщение дает смешанные результаты в реальных приложениях (см. Рисунок 7b). Таким образо

Machine Translated by Google

потребность в инструментах, которые могут дать рекомендации по перепроектированию или оптимизации лопастей для улучшения аэродинамического демпфирования. Именно эту проблему пытается решить настоящий метод.

В качестве тестового примера возьмем лезвие, ведущее себя так, как показано на рисунке 7d. Флаттер влияет на два интервала σ : от 0 до 30 и от 60 до 140 . Цель состоит в том, чтобы скорректировать параметры конструкции так, чтобы можно было избежать нестабильности. Для достижения этой цели можно вычислить нормированные градиенты (уравнение (3)) и использовать их в качестве руководства для принятия решения о том, какое действие лучше всего предпринять для увеличения демпфирования в нестабильной конфигурации.

Нормированные градиенты при σ = 20 и σ = 120 показаны на рисунке 8. Высота столбца, значение нормированного градиента, является мерой чувствительности к аэродинамическому демпфированию, а знак сверху показывает тип корреляции между входными и выходными данными. , т. е. знак (+) указывает, что увеличение входной переменной приводит к большему аэродинамическому демпфированию. Наиболее важным параметром в обоих случаях на рисунке 8 является β1, который отрицательно коррелирует с демпфированием. M1 важен при σ = 20 , но оказывает незначительное влияние при Влияние k уменьшается от σ = 120 до σ = 20 , и, что самое главное, характер его корреляции с аэродинамическим демпфированием в обоих случаях противоположный; т. е. приращение k полезно при σ = 120 , но вредно при σ = 20 . Наконец, Xt демонстрирует то же поведение, что и k. Предыдущие соображения приводят к выводу, что, изменяя только один параметр, наиболее эффективное действие, которое можно предпринять (для обоих фазовых углов между лопастями), состоит в уменьшении падения входящего потока на лопасть (например, изменение положения лопасти).

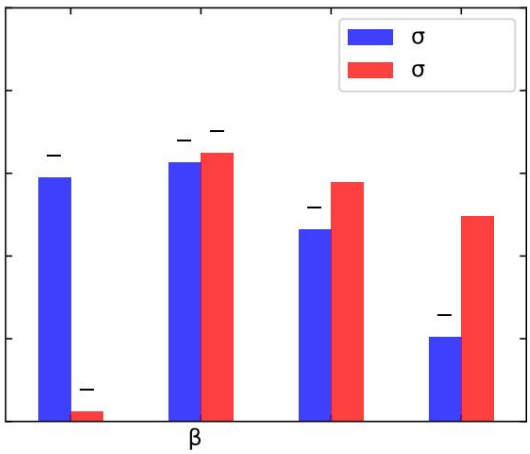
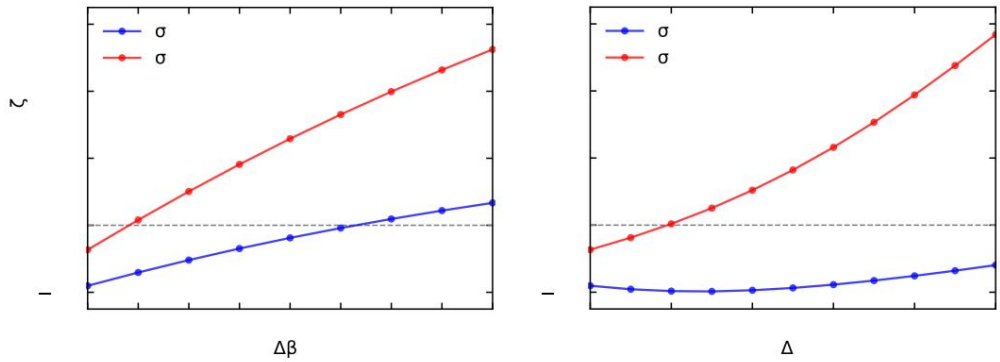


Рис. 8. Нормированные градиенты для случая 4 при σ = 20 и σ = 120 .

Изменение аэродинамического демпфирования из-за изменения угла падения и снижения частоты показано на рисунке 9. Прогнозы являются результатами суррогатной модели. Как и ожидалось, уменьшение угла падения полезно для обоих фазовых углов между лезвиями (рис. 9a). В частности, уменьшения на 0,3 достаточно для стабилизации σ = 120 , тогда как уменьшение на 1,8 необходимо для стабилизации σ = 20 . Рисунок 9б подтверждает противоречивое поведение аэродинамического демпфирования по отношению к пониженной частоте для двух случаев: увеличение k приводит к более устойчивой лопасти при σ = 120 , но усиливает нестабильность при σ = 20 в окрестности конструкции. точка. Этот метод также обеспечивает «курс обмена» между различными параметрами, чтобы разработчик мог сделать лучший выбор для улучшения запаса флаттера. Например, на рисунке 9 для σ = 120 уменьшение падения на 0,3 эквивалентно увеличению примерно на 0,06 пониженной частоты для устранения флаттера.

Machine Translated by Google



(а) Затухание с уменьшением угла наклона (б) Затухание с увеличением приведенной частоты Рисунок 9. Изменение нормированного затухания при σ = 20 и σ = 120 .

Таким образом, суррогатная модель предсказывает, что уменьшение падения потока на 1,8 должно стабилизировать лопасть как при σ = 20 , так и при σ = 120 . Чтобы проверить это утверждение, был создан случай «перестановки», в котором угол притока остается постоянным, а угол наклона уменьшается за счет изменения смещения лопасти на 1,8 . Остальные параметры остаются постоянными. Аэродинамическое демпфирование, предсказанное CFD, показано на рисунке 10. Как и предполагалось суррогатной моделью, σ = 120 становится очень стабильным, в то время как точка при σ = 20 находится чуть выше линии нулевого демпфирования. Две нестабильные точки при σ = 0 и σ = 10 все еще присутствуют: для них можно повторить описанный выше процесс и внести соответствующие изменения во входные переменные, чтобы обеспечить стабильность при этих межлезвийных фазовых углах.

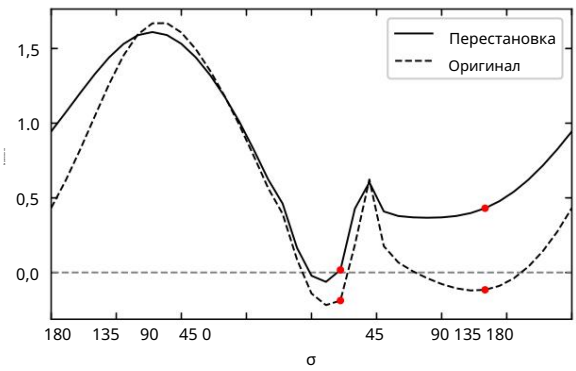


Рисунок 10. Прогноз CFD нормализованного демпфирования для «передвинутой» лопасти.

4. Выводы и будущая работа

Был представлен анализ чувствительности на основе машинного обучения. Суррогатная модель была обучена на результатах линеаризованного аэроупругого решателя, и ее достоверность была проверена путем оценки относительных ошибок. Результаты касаются формы колебаний закрылков с различными фазовыми углами между лопастями в диапазоне пониженных частот, условий потока и последующих режимов акустических волн. Было показано, что анализ чувствительности можно использовать в качестве руководства для принятия соответствующих мер по стабилизации двух нестабильных рабочих точек; следовательно, представляет собой инструмент перепроектирования для данной геометрии профиля крыла. Это предварительное исследование показывает, как сводные показатели влияния проектных параметров можно легко извлечь и представить с помощью подходов, основанных на данных, таких как машинное обучение, а не классических методов исследования. Результаты в этой работе получены с помощью простой искусственной нейронной сети, которая не делает никаких предположений относительно физики потоков турбомашин. Более того, результаты действительны только для геометрии профиля, используемой на этапе обучения. Будущая работа будет сосредоточена на устранении этих ограничений путем внедрения известной физики в функцию стоимости (например, непрерывности) и обучения модели физически значимым характеристикам устойчивого состояния (например, ударной прочности), не

Machine Translated by Google

Вклад автора: концептуализация, MR, MV и FZ; методология, MP, MB, ФЗ; программное обеспечение, MP; формальный анализ, MR; расследование, MP, MB, ФЗ; курирование данных, MR; письмо — подготовка оригинального черновика, MR; написание-рецензирование и редактирование, MP, MB и ФЗ; визуализация, MP; надзор, MB и ФЗ; финансирование приобретения, М.В. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы хотели бы поблагодарить Пола Петри-Репара из RPMTurbo за предоставление аэроупругого решателя, использованного в этой работе.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

ИНС	искусственная нейронная сеть
CFD	Вычислительная гидродинамика
MUSCL	Монотонная восходящая схема для законов сохранения
URANS	Нестационарное усреднение по Рейнольдсу Навье – Стокса
PDF	Функция плотности вероятности
	Обобщенный метод минимальной невязки GMRES

Приложение А. Вычислительные затраты.

Стационарный решатель использует метод псевдошагового режима для приведения решения к сходимости. В этом исследовании устойчивое решение CFD считается сходящимся, если каждая точка в области имеет невязку плотности порядка 10 6 . В среднем эквивалентное время процессора, затраченное на получение конвергентного решения для этого случая, составляет 8400 с.

Нестационарный решатель использует предварительно обусловленную схему GMRES для поиска решения системы, возникающей в результате линеаризации уравнений URANS. В этом исследовании нестационарное решение CFD считается сходящимся, если невязка имеет порядок 10 6 . В среднем эквивалентное время ЦП, затраченное на получение сходимого решения для этого случая, составляет 20 с.

В общей сложности создание пяти баз данных, использованных в этом исследовании, заняло примерно 9280 процессоро-часов.

ИНС, используемая в этом исследовании, работает на ЦП, и процесс оптимизации выполняет фиксированное количество шагов, 750. Количество итераций было выбрано таким образом, чтобы разные ИНС не страдали от чрезмерного недостаточного или переобучения, так называемой регуляризации с «ранней остановкой». История сходимости функции стоимости для ИНС, использованной в этой работе, показана на рисунке A1.

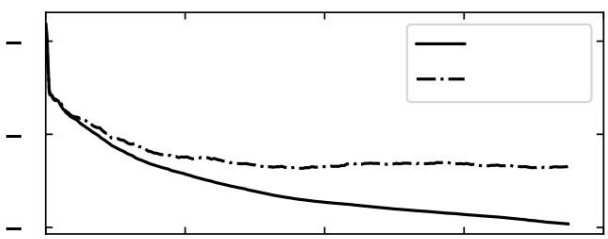


Рисунок А1. График сходимости функции стоимости.

Machine Translated by Google

Всего было обучено 1072 различных ИНС для поиска наилучшей комбинации параметров, что дало примерно 194 эквивалентных часа процессора. Результаты на рисунке 7 состоят из 8 устойчивых и 135 нестационарных моделей. Прогнозы CFD были получены примерно за 19 эквивалентных часов процессора, тогда как ANN выдала свои результаты.
за 4,6 миллисекунд процессора.

Ссылки

1. АГАРД. Руководство по аэроупругости в аксиальных турбомашинах; АГАРД-АГ-298; Организация Североатлантического договора: Нейи-сюр Сена, Франция, 1987 год.
2. Чи, Р.М.; Шринивасан, А.В. Некоторые последние достижения в понимании и прогнозировании дозвукового сваливания турбомашин. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 1985, 107, 408–417. [Перекрестная ссылка]
3. Кроули, Э. Ф.; Дюшарм, Э. Х. Параметрические тенденции флаттера современных турбовинтовых двигателей. Я. Турбомах. 1990, 112, 741–750. [Перекрестная ссылка]
4. Сринивасан А.В. Флаттер и резонансные вибрационные характеристики лопаток двигателей. Дж. Инж. Газовые турбины 1997, 119, 742–775. [Перекрестная ссылка]
5. Уайтхед Д.С. Вибрация и генерация звука в каскаде плоских пластин в дозвуковом потоке. 1972. Доступно в Интернете: https://reports.aerade.cranfield.ac.uk/bitstream/handle/1826.2/2959/arc-rm-3685.pdf?sequence=1&isAllowed=y. (по состоянию на 31 января 2020 г.).
6. Акаи, Т.Дж.; Атасси, Х. Аэродинамические и аэроупругие характеристики колеблющихся нагруженных каскадов при малых числах Маха. Часть II: Границы стабильности и флаттера. Дж. Инж. Власть 1980, 102, 352–356. [Перекрестная ссылка]
7. Атасси, Х.; Акаи, Т. Дж. Аэродинамические и аэроупругие характеристики колеблющихся нагруженных каскадов при малых числах Маха. Часть 1: Распределение давления, силы и моменты. Дж. Инж. Власть 1980, 102, 344–351. [Перекрестная ссылка]
8. Вахдати, М.; Кампсти, Н. Аэроупругая неустойчивость в трансзвуковых вентиляторах. ASME J. Инженер. Gas Turbines Power 2016, 138, 022604. [CrossRef] 9. Тайлер, Дж. М.; Софрин, Т.Г. Исследования шума осевых компрессоров; Технический документ SAE; SAE International: Уоррендейл, Пенсильвания, США, 1962 г. [Перекрестная ссылка]
10. Пановский Ю.; Килб, Р.Э. Метод проектирования для предотвращения флаттера лопаток турбины низкого давления. Дж. Инж. Газовые турбины 1999 г., 122, 89–98. [Перекрестная ссылка]
11. Ли, КБ; Уилсон, М.; Вахдати, М. Численное исследование аэроупругой неустойчивости низкоскоростного вентилятора. Я. Турбомах. 2016, 139, 071004. [Перекрестная ссылка]
12. Доуэлл, Э.Х. (ред.) Современный курс аэроупругости; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2015 г.; стр. 428–429.
13. Исомура, К.; Джайлз, М.Б. Численное исследование флаттера в трансзвуковом вентиляторе. Я. Турбомах. 1998, 120, 500–507. [Перекрестная ссылка]
14. Он, Х.; Чжао, Ф.; Вахдати, М. Количественная оценка неопределенности коэффициентов модели турбулентности Спаларта-Алмараса для упрощенной модели Характеристики потока компрессора. Дж. Жидкости Eng. 2020, 142, 091501. [CrossRef]
15. Дурайсами, К.; Яккарино, Г.; Сяо, Х. Моделирование турбулентности в эпоху данных. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2019, 51, 357–377. [Перекрестная ссылка]
16. Сяо, Х.; Циннелла, П. Количественная оценка неопределенности модели в RANS-симуляциях: обзор. Прог. Аэросп. наук. 2019, 108, 1–31. [Перекрестная ссылка]
17. Стапельфельдт, С.; Вахдати, М. О важности репрезентативных моделей двигателя для прогнозирования флаттера вентилятора. Я. Турбомах. 2018, 140, 081005. [CrossRef]
18. Франнсон, Т.; Вердон, Дж. Обновленный отчет о стандартных конфигурациях для нестационарного потока через вибрирующие турбокомпрессионные каскады с осевым потоком. Представитель R. Int. Технол. Запас. Швед. 1991. Доступно онлайн: https://www.rpmturbo.com/testcases/STCF/STCF1. to10/Documents/SC2110.92update.pdf (по состоянию на 31 марта 2020 г.).
19. Петри-Репар, П.Дж.; МакГи, А.; Джейкобс, Пенсильвания; Голлан, Р. Аналитические карты аэродинамического демпфирования как функции условий эксплуатации для профиля компрессора. В материалах Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха, Барселона, Испания, 8–11 мая 2006 г.; Том 5, стр. 1133–1144.
20. Фрей, К.; Эшкрофт, Г.; Керскен, НР; Шлюсс, Д. Анализ флаттера трансзвуковой лопатки паровой турбины с частотой и Решатели временной области. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2019, 4, 15. [CrossRef]
21. Ренду, К.; Вахдати, М.; Саллес, Л. Радиальное разложение вибрации лопастей для выявления источника срывных флаттеров в трансзвуковом вентиляторе. Я. Турбомах. 2019, 141, 101011. [CrossRef]
22. Чжао, Ф.; Нипкау, Дж.; Вахдати М. Влияние акустических отражений на флаттерную устойчивость встроенного лопаточного ряда. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. Дж. Power Energy 2016, 230, 29–43. [Перекрестная ссылка]
23. Маккей, доктор медицины; Бекман, Р.Дж.; Коновер, У. Дж. Сравнение трех методов выбора значений входных переменных в Анализ выходных данных компьютерного кода. Технометрика 1979, 21, 239–245.
24. Лекун, Ю. Обобщение и стратегии проектирования сетей. В коннекционизме в перспективе; Пфайфер Р., Шретер З., Фогельман Ф., Стилз Л., ред.; Elsevier: Амстердам, Нидерланды, 1989.
25. Флетчер Р. Практические методы оптимизации; Номер v. 2 в публикации Wiley-Interscience; Уайли: Хобокен, Нью-Джерси, США, 1987 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Экспериментальное исследование течения утечек в осевом вентиляторе при переменной нагрузке†

Эдвард Канепа, Андреа Каттанеи*, Мехрдад Моради и Алессандро Нильберто

Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti (DIME), DIME-
Università di Genova, via Montallegro, 1, I-16145 Генуя, Италия; edward.canepa@unige.it (EC);
mehrdad.moradi@edu.unige.it (MM); alessandro.nilberto@unige.it (AN)
* Переписка: Andrea.Cattanei@unige.it; Тел.: +39-010-335-2445 † Это
расширенная версия нашей статьи ETC2021-783, представленной на 14-й Европейской конференции
турбомашин по гидродинамике и термодинамике ETC14, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: В настоящей статье представлено исследование влияния рабочей точки на поток утечки в низкоскоростном кольцевом вентиляторе с помощью 2D-PIV (скоростной измерения изображения частиц). Сначала была изучена картина течения в 12 рабочих точках, охватывающих всю характеристическую кривую. При очень низкой нагрузке поток утечки течет вдоль кольца ротора и напрямую попадает обратно; затем образуется разделительный пузырек, прикрепленный к кольцу, который по мере приближения к расчетной точке видоизменяется в поток, идущий радиально наружу.

При дальнейшем увеличении нагрузки в области вершины лопатки появляется отрывная область течения, которая окончательно сливается с потоком утечки. Дальнейшее, более детальное исследование было проведено в восьми рабочих точках вблизи проектной. Очень небольшие изменения нагрузки могут привести к изменению структуры потока утечки, но во время перехода не наблюдается прерывистости, поскольку мгновенные структуры потока любого промежуточного типа постоянно чередуются. Эти результаты дают последовательное объяснение результатам предыдущих акустических измерений.

Ключевые слова: осевой вентилятор; вращающийся кожух; поток утечки; шум вентилятора; ПИВ

Цитирование: Канепа, Э.; Каттанеи, А.; Моради, М.; Нильберто, А. Экспериментальное исследование утечки Поток в осевом вентиляторе при переменной Загрузка. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 40. https://doi.org/10.3390/ijtpp6040040

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 28 июля 2021 г.
Принято: 13 октября 2021 г.
Опубликовано: 20 октября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Осевые вентиляторы, используемые в автомобильных системах охлаждения, обычно снабжены вращающимся кожухом, то есть кольцом, соединяющим кончики лопаток. Это кольцо повышает объемную эффективность, а также укрепляет всю сборку, но имеет ряд нежелательных эффектов. Например, в недавнем исследовании Carassale et al. [1] показали, что поток утечки может вызвать низкочастотный флаттер, но обычно сообщаемый эффект представляет собой сильное увеличение излучаемого шума из-за присутствия крупномасштабных турбулентных структур, Лонг Они содержатся в потоке утечек, выбрасываемом из зазора между кольцом и неподвижным корпусом, и в конечном итоге повторно поглощаются ротором. Их взаимодействие с лопастями несущего винта приводит к появлению шума в низко- и среднечастотном диапазоне с появлением узкополосных горбов на субгармонических частотах и общему увеличению широкополосного шума. Фактически, низкоскоростной осевой вентилятор может излучать шум вследствие ряда механизмов, генерирующих шум (в основном, крупномасштабной и мелкомасштабной турбулентности на входе, взаимодействия ротора и статора, потока утечки и взаимодействия пограничного слоя). турбулентность с задней кромкой лопасти). Однако, устраняя этот пробел, Canepa et al. [3] может препятствовать потоку утечки; это показало, что не только шум потока утечки может составлять основной вклад в низкочастотный шум, но также и в общее излучение, например Хотя основные особенности течения утечки известны, в литературе имеется очень мало работ, связанных с ним, например, см. Fukano et al. [5], Фукано и Янг [6], Пийяр и др. [7], Магне и др. [8], Моро и Санхосе [9], Зенгер и др. [10], На и др. [11], Канепа и др. [3,4,12,13] и Чжу и др. [14]. Чтобы найти эффективные решения по снижению шума, необходимо более глубокое понимание особенностей потока утечки и влияния соответствующих параметров .

Machine Translated by Google

Настоящая статья продолжает аэродинамические и акустические исследования, представленные Canepa et al. [4]. В таком исследовании искали соответствие между спектрами звукового давления и характером потока утечки. А именно, подробный анализ влияния как скорости вращения, так и рабочей точки на характеристики шума показал, что локальные изменения в тенденции SPL в зависимости от нагрузки связаны с изменениями структуры потока утечки, а также с появлением разделенных областей течения на кончике лопатки. Однако аэродинамические измерения были выполнены только в четырех рабочих точках, чего оказалось недостаточно для полного описания. Таким образом, остался открытым ряд вопросов , касающихся зависимости режима течения от рабочей точки, и возникли новые . В настоящей работе сообщается об измерениях PIV потока утечки в большом количестве рабочих точек, что дает подробное описание влияния рабочей точки на структуру потока утечки.

В качестве общего замечания следует учитывать, что шумообразование тихоходных вентиляторов зависит от мгновенных характеристик потока. Следовательно, возможность одновременного исследования всей области измерений делает PIV действительно подходящим методом. К сожалению, сложность геометрии ротора и сильно искаженный поток создают серьезные ограничения для полноценного использования настоящей системы PIV, не позволяя проводить измерения внутри ротора или в плоскостях, отличных от меридиональной.

Шум возникает из-за колебаний нагрузки, возникающих в результате взаимодействия потока и лопасти; таким образом, измерения мгновенного давления лопаток также дадут очень полезную информацию. К сожалению, серьезными препятствиями являются малая толщина лопасти и трудности, связанные с проведением измерений во вращающейся раме. Все это приводит к ситуации, типичной при работе с аэродинамическим шумом, т. е. к необходимости сбора информации о физических явлениях на основе ограниченного набора данных. К счастью, эта проблема смягчается тем фактом, что при решении задач аэроакустики качество явлений часто важнее количественной информации.

2. Методика эксперимента 2.1.

Экспериментальная установка

Измерительная кампания проводилась в лаборатории аэроакустики DIME с вентилятором, установленным на испытательном стенде, специально спроектированном и спроектированном на основе норм ISO 5801, см. Рисунок 1a. Испытываемый ротор представляет собой 9-лопастной алюминиевый прототип, полученный с помощью фрезерного станка с числовым программным управлением; следовательно, он очень точен геометрически и, в отличие от роторов, обычно используемых в реальных модулях охлаждения, его можно считать жестким. Это предотвращает изменение геометрии под действием аэродинамической нагрузки или центробежной силы, эффекта, который может сильно повлиять на поток утечки и излучаемый шум, например, см. Canepa et al. [12]. Ротор имеет радиус вершины rtip 222 мм, соотношение диаметров ступицы и вершины rhub/rtip 0,374 и хорду c , которая варьируется от 43 мм до 50 мм от ступицы до вершины Qdes . В расчетной точке коэффициент расхода составляет ψdes = = 0,0869, а коэффициент повышения давления utipπrtip2 pdes составляет

ψdes = =0,0993, при этом Q — объемный расход, а p — повышение давления вентилятора 0,5ρ0utip2 (статическое давление на выходе минус общее давление на входе). один). Измерения проводились при постоянной скорости вращения 2400 об /мин; В зависимости от рабочей точки число Рейнольдса на основе хорды примерно колеблется от 31 000 до 41 000 во ступице и от 186 000 до 188 000 на кончике. Во время испытаний постоянно контролировались p и Ω ; Ом измерялся с помощью ТТЛ-сигнала один на оборот, генерируемого оптическим тахометром. Зазор между вращающимся кольцом и неподвижным корпусом состоит из осевой и радиальной частей шириной 5 мм, см. рисунок 1г. В настоящей работе акустические измерения не проводились.

Machine Translated by Google

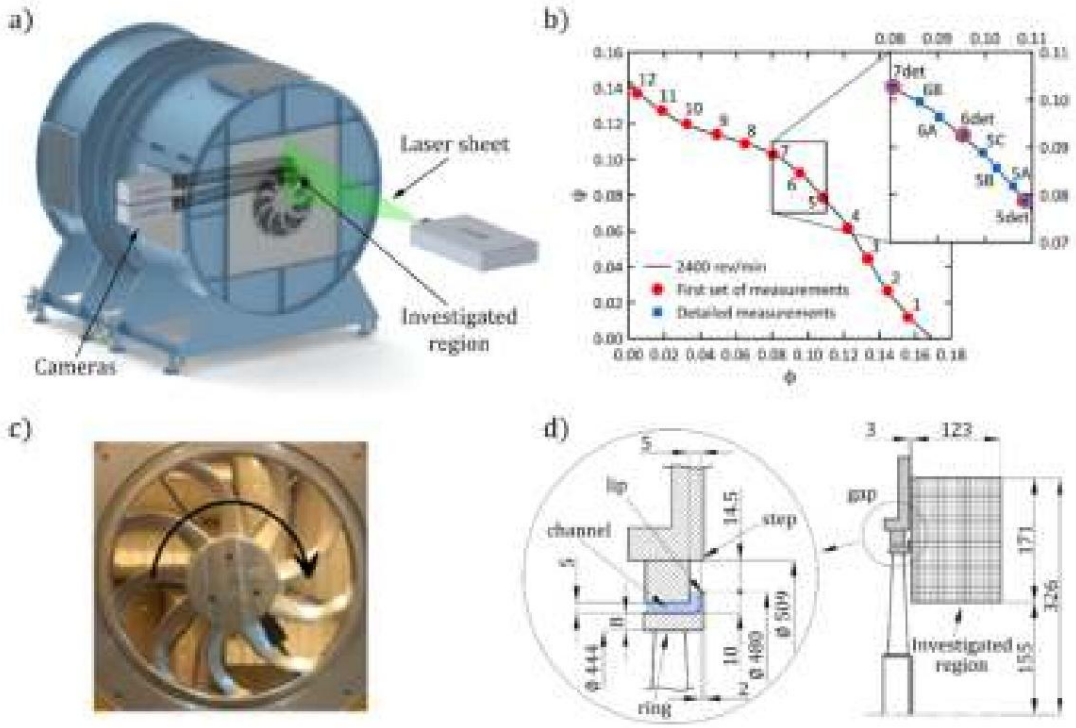


Рис. 1. Экспериментальная установка: а – испытательный стенд; (б) характеристическая кривая ротора и исследуемые условия; (в) прототип ротора; (г) геометрия ротора.

2.2. Процедура измерения и методика обработки данных

Для изучения влияния повышения давления на характер течения утечки было использовано 12 значений ψ . охватывающие всю характеристическую кривую, см. рисунок 1б; эти рабочие точки включали те, которые уже исследованы Canepa et al. [4]. Впоследствии чтобы получить более глубокое понимание изменения структуры потока, уже наблюдаемого около расчетная точка (от рециркуляционного пузыря, прикрепленного к кольцу, до широкой рециркуляционной пузырь), вторая, более детальная кампания измерений была проведена на восьми ψ значения см. в таблице 1.

Таблица 1. Исследованные условия эксплуатации.

Первый набор измерений	ψ	Набор подробных измерений	ψ
1	0,0120	-	-
2	0,0267	-	-
3	0,0445	-	-
4	0,0617	-	-
5	0,0788	5дет	0,0788
-	-	5А	0,0819
-	-	5Б	0,0857
-	-	5С	0,0889
6	0,0925	6дет	0,0925
-	-	6А	0,0964
-	-	6Б	0,0996
7	0,103	7дет	0,103
8	0,109	-	-
9	0,114	-	-
10	0,120	-	-
11	0,127	-	-
12	0,137	-	-

Machine Translated by Google

Поле течения исследовалось в меридиональной плоскости вблизи зазора наконечника с помощью системы 2D-PIV. А именно, на прямоугольном участке, расположенном на расстоянии x = 3 мм от кольца, протяженностью Lx = 123 мм × Lr = 171 мм, т. е. r/rtip = 0,698–1,468 и x/rtip = 0,014–0,581, см. рис . 1г. . Система PIV состоит из импульсного Nd:Yag-лазера с двойной резонаторной камерой и двух цифровых камер Dantec High Sense Mk II с максимальной частотой кадров (т. е. частотой дискретизации) 6 Гц. Чтобы увеличить радиальное расширение исследуемой области без потери пространственного разрешения, две камеры были установлены радиально сдвинутыми с областью перекрытия 25 мм, используемой для правильного соединения двух мгновенных векторных полей. Поток был засеян с помощью генератора тумана. Поля скорости (т.е. осевые и радиальные компоненты скорости va и vr) были получены с использованием пространственной функции взаимной корреляции, дающей мгновенные векторные поля, состоящие из 83 × 116 точек на квадратной сетке с шагами x = r = 1,5 мм. .

Первая кампания измерений представляет собой базовое обследование поля потока на основе 800 мгновенных векторных полей на каждую рабочую точку; для таких измерений имеющихся данных слишком мало для получения достаточно точных средних значений по ансамблю; поэтому были взяты только средние значения по времени. Во второй кампании измерений было собрано 2000 мгновенных векторных полей, а сигнал TTL, генерируемый оптическим тахометром, использовался в качестве эталонного сигнала для метода усреднения по ансамблю. Затем мгновенные векторные поля были рассортированы по 90 фазовым элементам за один оборот, каждый из которых представляет конкретный момент в пределах периода вращения, т. е. окно в 4 градуса в соответствующей системе отсчета. Другие подробности можно найти у Canepa et al. [4,13].

Чтобы повысить статистическую надежность, данные, относящиеся к конкретному положению внутри прохода лопасти, были дополнительно усреднены, что дало 10 усредненных по ансамблю меридиональных распределений на шаг лопасти на основе примерно 198 выборок, т.е. около 22 выборок на каждый интервал, умноженный на девятью проходами лезвий. Десять полей скорости могут быть связаны с меридиональными плоскостями, отстоящими друг от друга на 4 градуса. Ожидается, что это дальнейшее среднее значение не добавит ложной турбулентности, поскольку геометрия ротора очень точна, а различия между проходами лопастей должны быть незначительными. Для этого набора измерений усредненные по времени поля потока были рассчитаны посредством среднего арифметического полей п

Для анализа течения будут использованы следующие величины: усредненная по времени скорость, полученная путем усреднения мгновенных составляющих скорости va и vr , усредненная по времени интенсивность турбулентности Tu и неразрешенная нестационарность Tu . И Tu , и Tu основаны на utip, но первый содержит все флуктуации скорости, а второй — только непериодическую часть флуктуаций скорости, т. е. v. Фактически r может содержать и v'_a и $в'_r$ периодические компоненты, не связанные с Частота прохождения лопаток (BPF) и гармоники. В данном случае, как и в большинстве тихоходных турбомашин, такие периодические составляющие отсутствуют; следовательно, Tu суммирует эффекты как мелкомасштабной турбулентности, так и крупномасштабных структур потока. Поскольку система 2D-PIV не позволяет измерять vϑ , Tu и Tu предоставляют только качественную информацию о н Для экономии места приводится только определение Tu , см. уравнение (1), поскольку определение Tu очень похоже; читатель обращается к Хусейну и Рейнольдсу [15] или к Канепе и др. [13] для получения подробной информации о методе скоростного разложения.

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{\overline{v'_a{}^2} + \overline{в'_r{}^2}}{2}}}{утип} \quad (1)$$

Согласно анализу ошибок PIV Гранта [16] и Прасада и др. В [17] экспериментальная неопределенность для мгновенной скорости оценивается в 3% для данного случая. Такая оценка представляет собой ориентировочное значение для всей исследуемой области и выбранных рабочих точек.

В данном случае составляющая скорости в поперечной плоскости vϑ представляет собой основной источник систематического смещения (другие причины связаны с синхронизацией и установкой времени).

Machine Translated by Google

и выравнивание, метод фиксации и оценки пиков, возможность отслеживания частиц и освещение), и, следовательно, правильная оценка затруднена, поскольку vθ невозможно измерить. Такой эффект усиливается вблизи границ исследуемой области, что, возможно, приводит к пространственно-переменной неопределенности.

Статистические ошибки были рассчитаны на основе значения $\overline{Tu}$ 20% . При уровне достоверности 95% это приводит к статистическим неопределенностям 1,5% для осредненных по времени компонентов скорости va и vr , 5% для Tu (используется 800 мгновенных полей потока) и 3% для Tu (2000 мгновенных полей потока). трудоустроены).

Как уже обсуждалось, периодические колебания вносят ложный вклад в усредненные по времени величины, такие как Tu, поскольку их нельзя отличить от колебаний, не коррелирующих с вращением ротора. Вращающееся поле давления, прикрепленное к ротору, создает эффект потенциального потока вверх по потоку, который в абсолютной системе отсчета приводит к периодическим колебаниям скорости, которые обычно происходят перед лопастями ротора. Как сообщили Canepa et al. В [13] этот восходящий эффект может также распространяться на область зазора, что приводит к ошибочному вкладу в Tu , который, как ожидается, будет увеличиваться с увеличением ψ, поскольку такое поле давления усиливается с увеличением ψ .

Хотя этот вопрос более подробно рассматривается в следующих параграфах, стоит отметить, что в зависимости от условий эксплуатации поле потока утечки в основном характеризуют две разные модели (например, см. Canepa et al. [4,12,13] и Magne et al. др. [8]): прикрепленный к кольцу ротора рециркуляционный пузырек, который для настоящего ротора формируется примерно ниже расчетного повышения давления, и большая зона отрывного потока, образующаяся над ним. На основании наблюдений осредненных по времени полей скорости случаи ψ = 0,0788 и 0,103 были приняты в качестве эталонных для двух режимов течения и выбраны в качестве нижнего и верхнего пределов для диапазона ψ второй кампании измерений. Затем искали сходство мгновенных полей течения с двумя эталонными схемами течения; с этой целью индекс сходства RI использовался в качестве количественной метрики для сравнения мгновенных векторных полей с эталонными, см. Liu and Haworth [18] и Willman et al. [19]. RI получается проецированием одного поля скорости на другое:

$$RI_x = \frac{v1_x \cdot v2_x}{v1_x \; v2_x} \quad (2)$$

где x — точка в области измерения, а индексы 1 и 2 могут относиться к двум рабочим условиям ψ1 и ψ2 или к двум моментам времени t_1 и t_2 при одном и том же ψ. Как следствие своего определения, RI равен косинусу угла между скоростями $v1_x$ и $v2_x$ x и может варьироваться в диапазоне [-1, 1], где 1 соответствует выровненным векторам с одинаковым направлением, а -1 соответствует выровненным векторам, но в противоположном направлении. Таким образом, RI сравнивает выравнивание двух векторов независимо от их величин. Следовательно, для каждого сравнения генерируется матрица из 83 × 116 значений RI , которую можно усреднить по пространству для получения одного значения, которое количественно определяет сходство между двумя полями, т. е. общее совпадение в выравнивании.

В настоящей работе RI используется для оценки того, похоже ли поле скорости, полученное в момент времени t_n и связанное со значением ψ , с усредненным по времени полем скорости , относящимся к эталонному случаю, для которого ψ = ψre f (либо ψre f = 0,0788 или ψre f = 0,103):

$$RI_n(\psi_{re\,f}(\psi)) = \frac{1}{(i_{max} - i_{min} + 1)(j_{max} - j_{min} + 1)} \sum_{i=i_{min}}^{i=IMAX} \sum_{j=j_{min}}^{j=jmax} \frac{v_{n\,ij}(\psi) \cdot v_{ij}^{ave}\,\psi_{re\,f}}{v_{n\,ij}(\psi)\; v_{ij}^{ave}\;\psi_{re\,f}} \quad (3)$$

где индексы i и j представляют точки в направлениях x и r , т.е. $x_i = 3 + (i - 1)\,x$ и $r_j = 155 + (j - 1)\,r$ (величины выражены в миллиметрах). n идентифицирует момент-

Machine Translated by Google

поле скоростей и находится в диапазоне от 1 до 2000, а верхний индекс av указывает, что поле скоростей, относящееся к эталонному случаю, является средним. Исключение из суммирования в уравнении (3) тех частей области измерения, где два эталонных поля скорости демонстрируют схожее поведение, позволяет выделить различия и лучше оценить сходство. Следовательно, на основе визуального осмотра векторных графиков вычисление RIn ψre f(ψ) было произвольно ограничено прямоугольной областью перед подобластью зазора, выбирая подходящие значения для imin, imax, jmin и jmax. Более подробная информация представлена ниже.

3. Результаты экспериментов

3.1. Предыдущие измерения

Канепа и др. В [3] показано, что для тихоходных вентиляторов данного типа поток утечки в основном влияет на низкочастотную часть спектра и может составлять основной источник шума, см., например, также Longhouse [2]. Однако исследуемый ротор был изготовлен из пластика, и деформации, вызванные центробежной силой и нагрузкой на лопасти, привели к внезапному переходу режима течения от прикрепленного отрывного пузыря к большой зоне отрывного потока, см. Canepa et al. [12]. Одновременно наблюдалось также уменьшение низкочастотной части спектра звукового давления . Кроме того, акустические измерения были повторены при установке ротора в различных осевых положениях относительно стандартного, при котором кромка кольца находится заподлицо с монтажной панелью. Было обнаружено, что даже разница в положении ротора в несколько миллиметров может изменить значение ψ , при котором происходит переход: ротор, выступающий из панели, может уменьшить его, а ротор, установленный назад, может иметь противоположный эффект. Это позволило предположить, что взаимное расположение кромки кольца и края панели (ступенька на рис. 1) может изменять ориентацию потока, выходящего из зазора, и, следовательно, его способность проникать в набегающий поток, удаляясь, таким образом, от ротора. чем быть немедленно повторно проглоченным. О возможном эффекте деформации ротора также сообщили Моро и др. [9].

Все это навело на мысль изучить другой ротор из алюминия, Canepa et al. [4] и сосредоточить внимание на уровне звукового давления (УЗД) в низкочастотном диапазоне (т.е. 60/ = ĵ St = 6–90, при St числе Струхаля). Было обнаружено, что, как и ожидалось, переход режима течения имеет место и в жестких роторах и зависит от значения ψ .

Графики, представленные на рисунке 2, адаптированы из Canepa et al. [4] показывают важность шума утечки. Рассмотрено влияние ψ на следующие акустические величины: OASPL (общий уровень звукового давления), SPLlow и SPLhigh (звуковое давление в низко- и высокочастотном диапазоне), а также спектр звукового давления. Интегральные величины предоставляют общую информацию о генерируемом шуме, а спектр помогает идентифицировать и различать различные механизмы генерации шума.

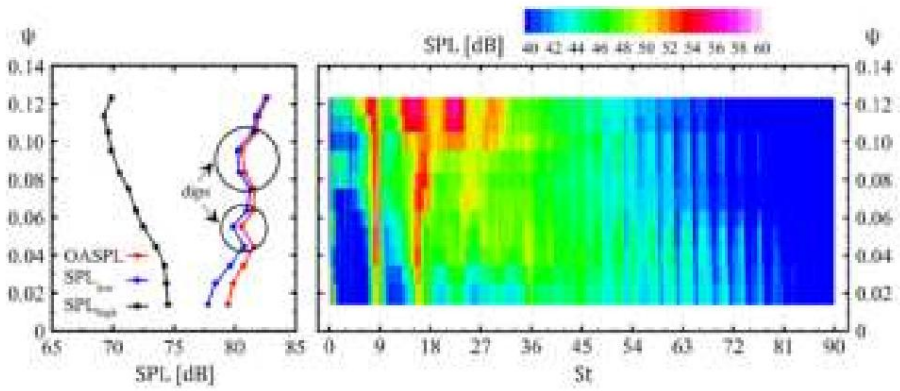


Рисунок 2. Зависимость SPL от условий эксплуатации.

Сравнение OASPL, SPLlow и SPLhigh показывает, что разница между OASPL и SPLlow уменьшается с 2 дБ до 0 дБ по мере увеличения ψ от минимального до максимального значения. Это означает, что вклад высокочастотной части

Machine Translated by Google

незначительный. Следовательно, при всех ψ SPLlow вносит основной вклад в OASPL. Кроме того, контурный график спектра SPL показывает, что гребни и выступы ниже первых трех гармоник BPF (St = 9, 18, 27) вносят основной вклад в SPLlow. Проникновение невращающихся крупномасштабных структур потока приводит к появлению спектральных пиков или узкополосных горбов на гармониках BPF, см. Хансон [20] или Маджумдар и Пик [21]. Пики и выступы на субгармонических частотах обязательно генерируются взаимодействием лопастей ротора с одновременно вращающимися возмущениями потока, например, см. Magne et al. [8] и Моро и др. [9]. В настоящей конфигурации восходящий поток не имеет предварительного вращения; следовательно, такие возмущения могут содержаться только в потоке, исходящем от ротора либо через зазор, либо от лопаток за счет обратного потока. Доказательства существования такого обратного потока были предоставлены Canepa et al. [4], и его причиной, вероятно, является срыв лопатки в области вершины, возможно, связанный с отрывом потока на кольцевом соединении от радиального к осевому. Отрыв потока в области ступицы также может привести к такому развороту потока, но он должен затрагивать только нижнюю часть размаха лопаток , где низкая скорость должна приводить к незначительному вкладу в

Если бы SPLlow был связан только со скоростью потока утечки, он будет увеличиваться с увеличением ψ, поскольку вместе с ним увеличивается и поток утечки. SPLlow , напротив, имеет немонотонный тренд, так как его рост прерывается двумя локальными минимумами при ψ = 0,05 и 0,09; о тенденции OASPL с минимумом около расчетной точки сообщили Моро и др. [9].
Это говорит о том, что меняется механизм генерации шума, т.е. что в этих рабочих точках изменяются некоторые характеристики потока. Возможным объяснением является либо изменение характера течения течи, либо разворот потока в области кончика лопатки. Сравнение графика SPLlow и контура спектра SPL показывает, что тренд SPLlow тесно связан с изменениями высоты гребней при St , меньших 9 и 18, поскольку такие изменения происходят при одинаковых значениях ψ . Внимание было сосредоточено на поведении примерно при ψ = 0,09, поскольку эта точка близка к расчетной, а также поскольку при ψ = 0,05 уровень звукового давления меньше и ситуация представляет меньший интерес. Обсуждение результатов показало, что: (1) уменьшение, которое происходит от ψ = 0,08 до ψ = 0,09, вероятно, связано с переходом структуры потока утечки от прикрепленного рециркуляционного пузыря, вскоре повторно заглатываемого ротором, к направленному наружу радиальному потоку. пройдя долгий путь перед повторным приемом пищи, и (2) наблюдение спектра SPL показывает, что при ψ 0,103 гребень при St < 18 смещается в сторону более низкого St и становится широким горбом; аналогичное поведение имеет гребень при St < 9, а при St < 27 появляется еще один горб . Это указывает на изменение механизма генерации.
Возможное объяснение состоит в том, что дальнейшее увеличение за пределами ψ = 0,09, вероятно, может быть связано с отрывом потока, происходящим в области скругления кольца/всасывающей стороны лопатки, т.е. что при больших ψ низкочастотный шум не обусловлен поток утечки. Этот эффект может показаться меньшим практическим интересом, поскольку он имеет место при значениях ψ выше расчетного, когда вентилятор обычно не работает, но следует учитывать, что другая конструкция кольца или кожуха может сместить такое разделение. к более низкому ψ. В целом это подчеркивает, что предварительное вращение крупномасштабных структур может быть связано с явлениями потока, отличными от потока утечки, и, следовательно, субгармонические выступы в спектре звукового давления могут быть вызваны различными типами генерирующих механизмов.

Однако аэродинамические измерения были проведены при слишком небольшом количестве значений ψ , чтобы правильно исследовать изменения структуры потока. Настоящая работа обусловлена необходимостью более систематического исследования.

3.2. Общая тенденция поля усредненного по времени потока.

Чтобы получить общую картину потока утечки в области зазора, сначала были рассмотрены 12 рабочих точек, см. Таблицу 1. Усредненные по времени поля скорости представлены на рисунке 3 вместе с Tu контурные участки. При всех значениях ψ поток утечки можно идентифицировать по зоне с высоким содержанием Tu вокруг области зазора, т. е. в диапазоне r/rtip = 1,081–1,146. Перед лезвием на всех ψ присутствует более высокая полоса Tu . Физически высокая турбулентность может зависеть либо от конвекции, либо от местного производства. Поскольку восходящий поток, входящий в ротор, имеет низкое значение Tu, физическим объяснением таких более высоких значений может быть наличие срыва лопаток, что может привести к мгновенному обратному потоку, возможно, не

Machine Translated by Google

обнаружены на усредненном по времени векторном графике. На самом деле, как уже отмечалось, такое увеличение Tu , вероятно, связано с периодическими колебаниями потока, связанными с прохождением лопасти, и в таком случае им следует пренебречь, поскольку оно не имеет физического смысла. Напротив, Tu не подвержен влиянию периодических колебаний и, следовательно, предоставляет информацию, более физически достоверную. Сравнение контурных графиков Tu на рисунке 4 и графиков Tu на рисунке 3 показывает, что в одной и той же рабочей точке (5det против 5, 6det против 6 и 7det против 7) полоса с высоким Tu не присутствует в передняя часть лезвия. Следовательно, можно сделать вывод , что, по крайней мере, в этих условиях перед лопаткой не возникает аномальной ситуации потока. Поскольку такое поведение течения характерно для высоких нагрузок на лопатки, этот вывод следует отнести и к работе при меньших ψ, т. е. в точках 1, 2, 3 и 4. Напротив, перед областью зазора и при больших r , как Tu, так и Tu достигают одинаковых значений, что указывает на то, что периодичность потока утечки, вероятно, слабая. Это наблюдение контрастирует со случаем с веером, изученным Canepa et al. В работе [13] наблюдалась сильная периодичность потока утечек при высоких ψ. Геометрические различия между двумя роторами не позволяют дать однозначное объяснение этой разнице в расходе.

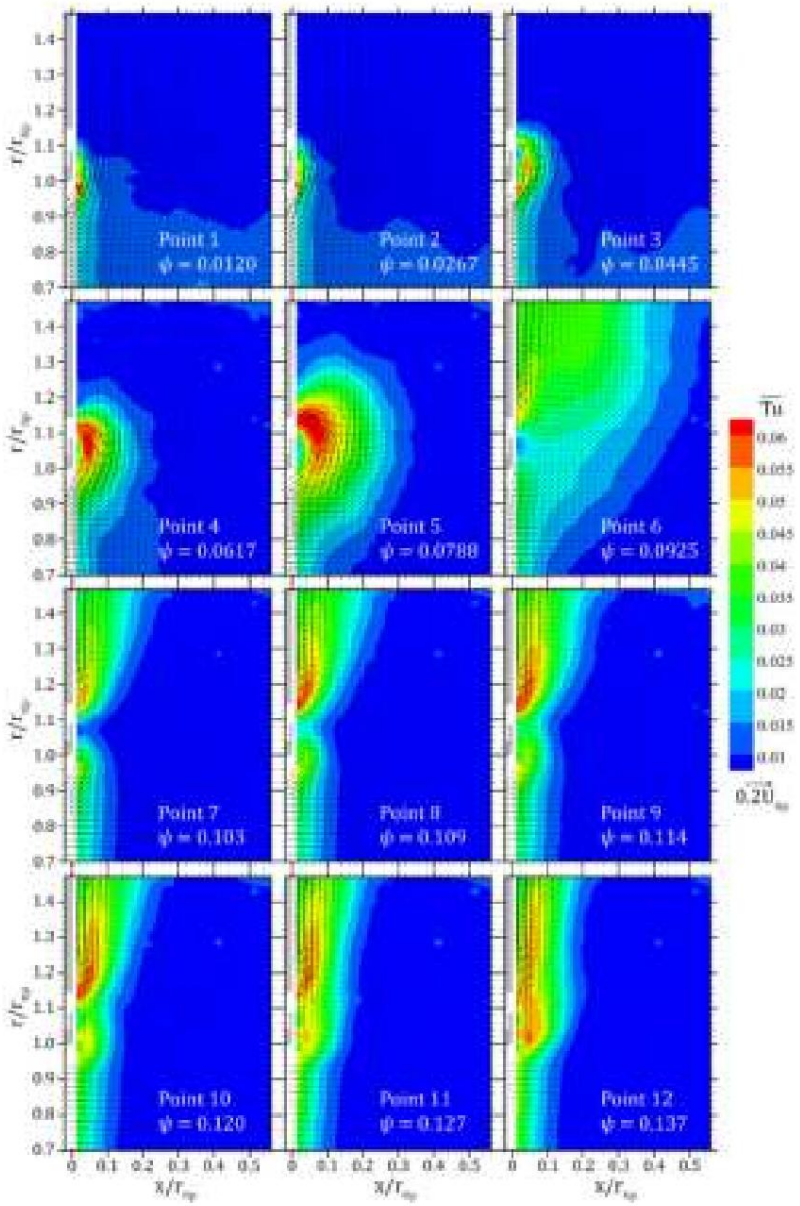


Рисунок 3. Усредненное по времени поле течения в области разрыва: базовая съемка.

Machine Translated by Google

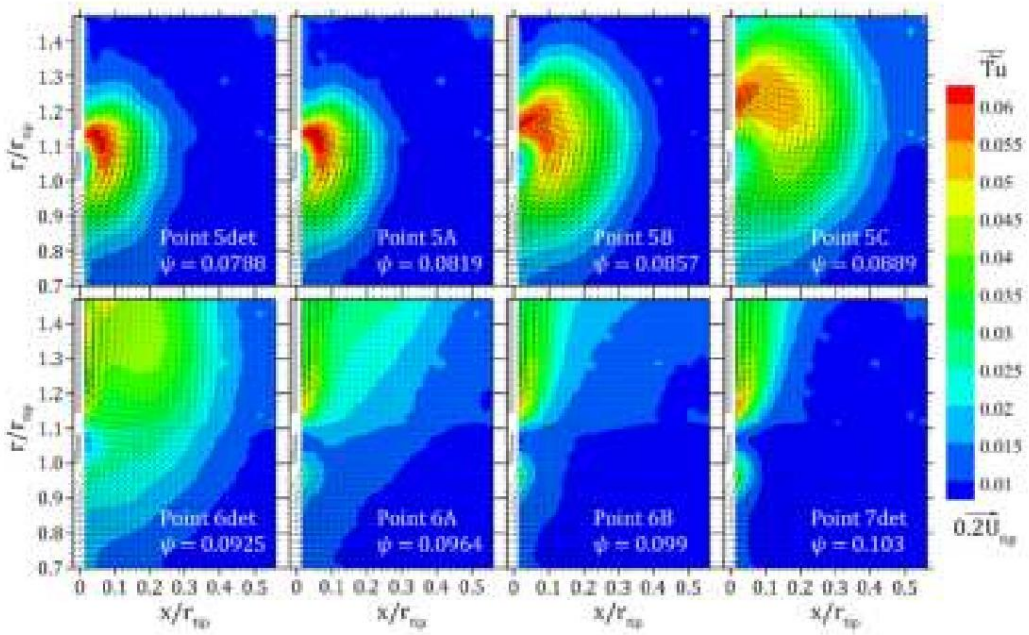


Рис. 4. Осредненное по времени поле течения в области разрыва: детальная съемка.

В настоящем разделе представлено интуитивное описание особенностей потока, связанных с низкочастотным шумом, чтобы помочь интерпретировать соответствующее поведение потока. При увеличении ψ скорость потока утечки увеличивается за счет увеличения перепада давлений в зазоре, а скорость потока через ротор уменьшается соответственно отрицательному наклону характеристической кривой. В зависимости от формы и пропорций канала зазора поток утечки покидает зазор в направлении, которое может быть более радиальным или аксиальным, например, см. исследование влияния осевого положения ротора, опубликованное Canepa et al. [12]. В настоящем роторе (см. рисунок 2) радиальная часть канала за пределами осевого и радиального изгиба представляет собой суперпозицию кольца ротора с неподвижными стенками, в 1,4 раза длиннее ширины прохода. Это говорит о том, что поток, выходящий из канала, скорее всего, радиальный. На расстоянии почти трехкратной ширины канала он встречает уступ, образованный краем панели, стремящийся повернуть поток в осевом направлении. Предварительное вращение помогает потоку утечки двигаться радиально наружу, в то время как градиент давления, создаваемый ротором, оказывает противоположный эффект.

Фактически, при высоких ψ поток утечки течет радиально наружу и образуется большая область отрывного течения; при низком ψ поток утечки имеет важную осевую составляющую и отклоняется в сторону ротора, что приводит к образованию рециркуляционного пузыря, прикрепленного к кольцу. Все это связано с возможностью проникновения потока утечки в основной или его отклонения. В первом случае путь, по которому проходит поток утечки до повторного попадания в ротор, длиннее, чем во втором. В результате ожидается более сильное, чем в первом случае, перемешивание крупномасштабных структур течения, содержащихся в потоке утечки, с основным , что приведет к более сильному затуханию. В зависимости от остаточной прочности структур засасываемого потока происходит более сильное или слабое взаимодействие с лопатками несущего винта и возникают более сильные или слабые колебания нагрузки на лопатки. В конечном итоге возникает более сильный или более слабый шум. Значение ψ, при котором происходит переход течения, зависит от перечисленных выше параметров. Такое поведение согласуется с изменениями как потока утечки, так и SPLlow , которые происходят при ψ = 0,09. Эти аспекты также обсуждались Canepa et al. [12,13].

Векторные графики показывают, что можно идентифицировать несколько моделей течения: (1) Ниже проектного p (точки 1–5) рециркуляционный пузырек, прикрепленный к кольцевой кромке, может быть четко обнаружен при ψ = 0,0788, а также он присутствует при ψ = 0,0617; на границе потока утечек и основного присутствуют высокие значения Ty . При ψ = 0,0617 высокая полоса Tu перед кромкой ротора предполагает наличие пузырька.

Machine Translated by Google

При очень низком ψ, то есть в точках 1 и 2, пузырек не может быть идентифицирован; если бы он и присутствовал, то он был бы очень тонким, поскольку область измерения простирается до 3 мм от кромки кольца, но, вероятно, к нему привязан поток утечки. Во всех случаях из-за ограниченного расширения пузырька поток, выходящий из зазора, повторно поглощается ротором на небольшом

расстоянии; (2) При ψ = 0,0925 (точка 6) происходит приближение к расчетной рабочей точке и в характере течения происходит важное изменение: течение в зазоре становится центробежным и вместо прикрепленного к кольцу отрывного пузырька появляется большая зона отрывного течения. Центр такой зоны расположен вдали от стенки панели и в радиальных местах вдали от кольца; малые значения Tu достигаются в зазорном потоке;

(3) За пределами расчетных условий (т. е. при ψ =0,103–0,109, точки 7 и 8) течение утечки остается радиальным с большими значениями Tu ; направление скорости вместе с отсутствием центра зоны рециркуляции указывает на то, что поток утечки покидает область измерения, прежде чем повернуться к ротору и в конечном итоге снова попасть в него. Зона большого Ty перед лопастью все еще присутствует; (4) При дальнейшем увеличении ψ (т. е.

при ψ = 0,114–0,137, точки 9 и 10) особенности течения утечки качественно не изменяются, но течение на вершине лопатки явно видоизменяется по мере течения вдоль кромки кольца. Он направлен радиально наружу и затем смешивается с потоком утечки; в некоторых местах va < 0. При больших p и малых Q (ψ = 0,127–0,137, точки 11 и 12) течение ухудшается: возможно, происходит отрыв в нижней части размаха лопатки, поскольку vr > 0 при малых r, а часть его выходит из ротора из области вершины лопасти последовательно с отрицательным ва; остаток рециркулирует через зазор. Такое поведение также может быть связано с радиальным разрушением потока после ротора, например, см. Milanese et al. [22]. Однако такие рабочие точки представляют ограниченный интерес, поскольку КПД ротора очень мал.

Кроме того, при всех ψ перед лопастью присутствует большая полоса Tu, но выше по потоку от этой области Tu меньше. Это указывает на то, что турбулентность не переносится туда основным потоком. Как уже упоминалось, такие высокие значения лишь частично обусловлены неустойчивостью прохода лопасти, поскольку эта область высокой неустойчивости присутствует и перед кончиком лопасти на некоторых графиках Tu на рисунке 4 , т.е. при ψ = 0,0964, 0,0996, и 0,103. Такой локальный максимум присутствует также во всех точках с более высокими нагрузками, и его наличие указывает на то, что либо там создается турбулентность, либо некоторые связанные с ней особенности потока скрыты на усредненных по времени векторных графиках; наблюдение некоторых мгновенных полей скоростей, см. Canepa et al. В [4] показано, что при больших ψ на кончике лопатки может присутствовать противоток. Чтобы предоставить дополнительные доказательства этого предположения, необходимо идентифицировать области обратного потока. С этой целью индекс обратного потока RI был рассчитан вдоль радиальной траверсы, ближайшей к лопасти (x/rtip = 0,0135) для каждого ψ. Предполагая, что обратное течение перед лопаткой связано с отрицательными значениями va , такой индекс определяется просто как процент мгновенных выборок с va < 0 из 800 полученных. Его профили, относящиеся к рабочим точкам 4, 5, 6, 7 и 9, представлены на графиках рис. 5 вместе с профилями va . Тенденция RI довольно закономерна: на большей части размаха она очень мала или даже равна нулю, а затем увеличивается перед вершиной лопасти. В точке 4 оно не достигает 0,05, что указывает на то , что мгновенная отрицательная va статистически незначима. В точках 5 и 6 тенденции довольно схожи, а максимальное значение составляет примерно 0,15. В точке 7 максимальное значение увеличивается до более чем 0,3, а в точке 9 достигает 0,65. Область, где индекс обратного течения не равен нулю, постепенно увеличивается в размерах с ростом ψ, но простирается от r/rtip = 0,97 до 1 в точке 4 и от 0,92 до 1 в точке 7. Профили va имеют качественно схожие тенденции, но при в точках 7 и 9 изменение выпуклости происходит при r/rtip = 0,96; при этом в точке 9 достигаются слегка отрицательные значения va за пределами r/rtip = 0,99. Мгновенные отрицательные значения va могут быть связаны с наличием обратного потока, исходящего от лопасти, а также с турбулентными вихрями, конвектируемыми средним потоком. Однако по сравнению со случаями с низким ψ , при высоких ψ сила турбулентных вихрей, связанных с потоком утечки, меньше из-за более высокого затухания, которое уже обсуждалось. Кроме того, они не должны существенно влиять на зн

Machine Translated by Google

не синхронизировано с их прохождением, которое является случайным. Следовательно, их вклад в мгновенное отрицательное значение va, т. е. в RI, как ожидается, будет менее важным при высоких ψ. Это подтверждает предположение, что, по крайней мере, в точке 9, но, вероятно, также и в точке 7, присутствует обратный поток, исходящий от ротора.

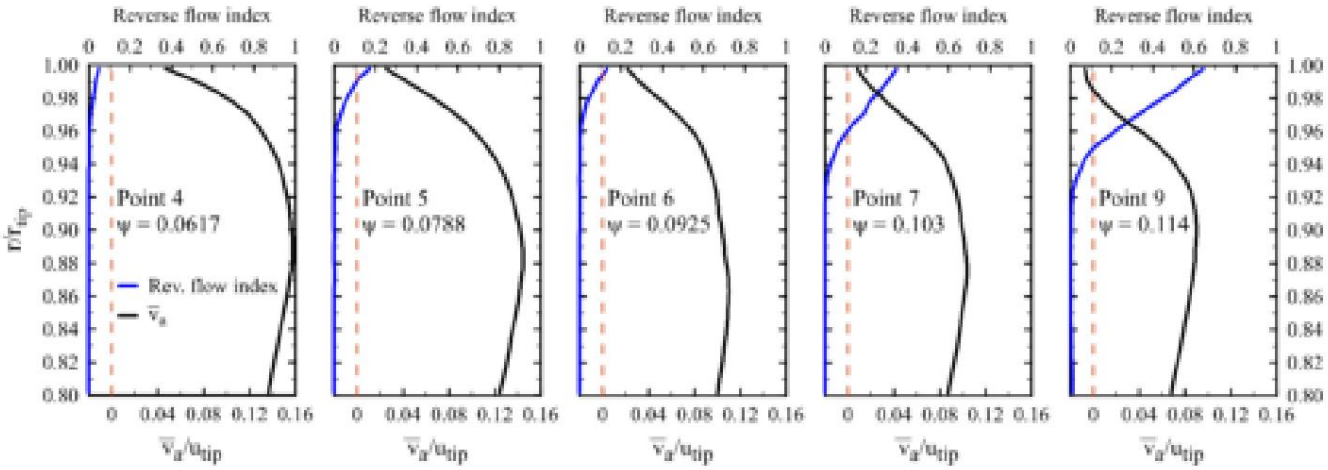


Рис. 5. Радиальные профили индекса обратного течения, усредненной по времени осевой скорости и интенсивности турбулентности (x/rtip = 0,0135).

В целом, описанная выше тенденция согласуется с ростом SPLlow за пределами ψ = 0,05 , а также с объяснением, выдвинутым Canepa et al. [4] для такого роста.
Точнее, предполагалось, что увеличение скорости утечки приводит к увеличению шума с последующим резким снижением при переходе от прикрепленного рециркуляционного пузыря к большой зоне отрывного потока; затем происходит дальнейшее сильное увеличение, поскольку происходит отделение в области кончика лопасти. Переход от потока утечки, прикрепленного к кромке кольца, к отрывной области потока является возможным объяснением провала SPLlow при ψ = 0,05, но, хотя и разумно, это остается лишь гипотезой, поскольку при таких низких ψ поток утечки является слабым. и удерживается между основным потоком и кольцевой кромкой. С другой стороны, отражения лазерного света от кольца еще больше усложняют измерение PIV вблизи стены. Следовательно, в исследовании основное внимание уделяется переходу течения примерно п

3.3. Изменение схемы потока около ψ = 0,09

Уменьшение SPLlow , которое происходит между ψ = 0,08 и 0,09, предполагает, что способ уменьшения шума утечки заключается в реализации потока утечки, который направлен радиально наружу, а не более аксиально, поскольку последний напрямую всасывается ротором с меньшим затуханием. крупномасштабных сооружений. Поэтому интересно разобраться, как происходит переход от прикрепленного рециркуляционного пузыря к такому потоку. В Канепе и др. В [12] изменение картины течения было внезапным, но оно наблюдалось при постоянном изменении скорости вращения ψ при непрерывной деформации ротора. Несмотря на различия между двумя случаями, это показало, что даже небольшие изменения геометрических параметров или условий эксплуатации могут оказать существенное влияние как на структуру потока, так и на уровень шума. В нынешнем жестком роторе снижение уровня звукового давления менее резкое, что позволяет предположить, что в отсутствие деформации либо поток меняется более постепенно, либо имеет место прерывистое поведение между двумя различными схемами потока. Чтобы глубже понять этот аспект, случаи ψ = 0,0788 и ψ = 0,103 были приняты в качестве эталонных для прикрепленного рециркуляционного пузыря и большой зоны рециркуляционного потока соответственно. Затем измерения были повторены при восьми промежуточных рабочих условиях с интервалом р около 6 Па, см. Таблицу 1.
Соответствующие усредненные по времени векторные графики представлены на рисунке 4. Они показывают, что изменение картины потока кажется довольно постепенным: по мере того, как пузырь отрыва увеличивается в размерах, его центр смещается от стенки и на большие радиусы, и в конечном итоге он выходит из верхняя граница области измерений. Однако более тщательное наблюдение показывает, что в случаях ψ = 0,0788, 0,0819, 0,0857 и 0,0889 усредненный по времени поток утечки прямо

Machine Translated by Google

повторно поглощается ротором, а в случаях ψ = 0,0925, 0,0964, 0,0996 и 0,103 он течет радиально наружу вдоль панели. Это предполагает, что переход между двумя режимами течения происходит между ψ = 0,0889 и ψ = 0,0925.

Однако особенности течения связаны с мгновенным полем течения, которое может существенно отличаться от осредненного по времени, особенно при изменении течения или при наличии перемежаемости. Чтобы оценить, насколько структура потока, связанная с каждой рабочей точкой, похожа на любое из двух эталонных полей потока, 2000 мгновенных полей потока, связанных с каждой из восьми рабочих точек, сравнивались с усредненными по времени эталонными полями потока. С этой целью рассматривалось течение в прямоугольной области вблизи стенки (r/rtip = 1,120–1,468 и x/rtip = 0,014–0,176), поскольку оно является либо центростремительным (случай ψ = 0,0788), либо центробежным (случай ψ) = 0,103) и, следовательно, легко позволяет различать картины течения; для простоты эти два случая будут обозначаться как B (пузырь рециркуляции) и R (радиальный поток) соответственно. Тогда для каждого мгновенного поля потока рассчитывались согласно уравнению (3) для любого n = 1, 2000 (т. е. для каждого мгновенного поля потока); в результате были получены восемь наборов значений RIB 2000 и восемь наборов значений RI 2000 RIR . Затем вычисляется среднее значение и среднеквадратичное значение наборов RIn (0,0788) и RIn (0,103), в результате чего получаются пары RIav (0,0788) и σB(0,0788) и RIav (0,103) и σR(0,103), (0,0788) , см. рисунок 6. Как и ожидалось для этих случаев, среднее значение велико, но оно не равно 1, RI (0,103) (0,103), а среднеквадратичное эталонных случаях, поскольку флуктуации мгновенных полей течения все равно присутствуют.

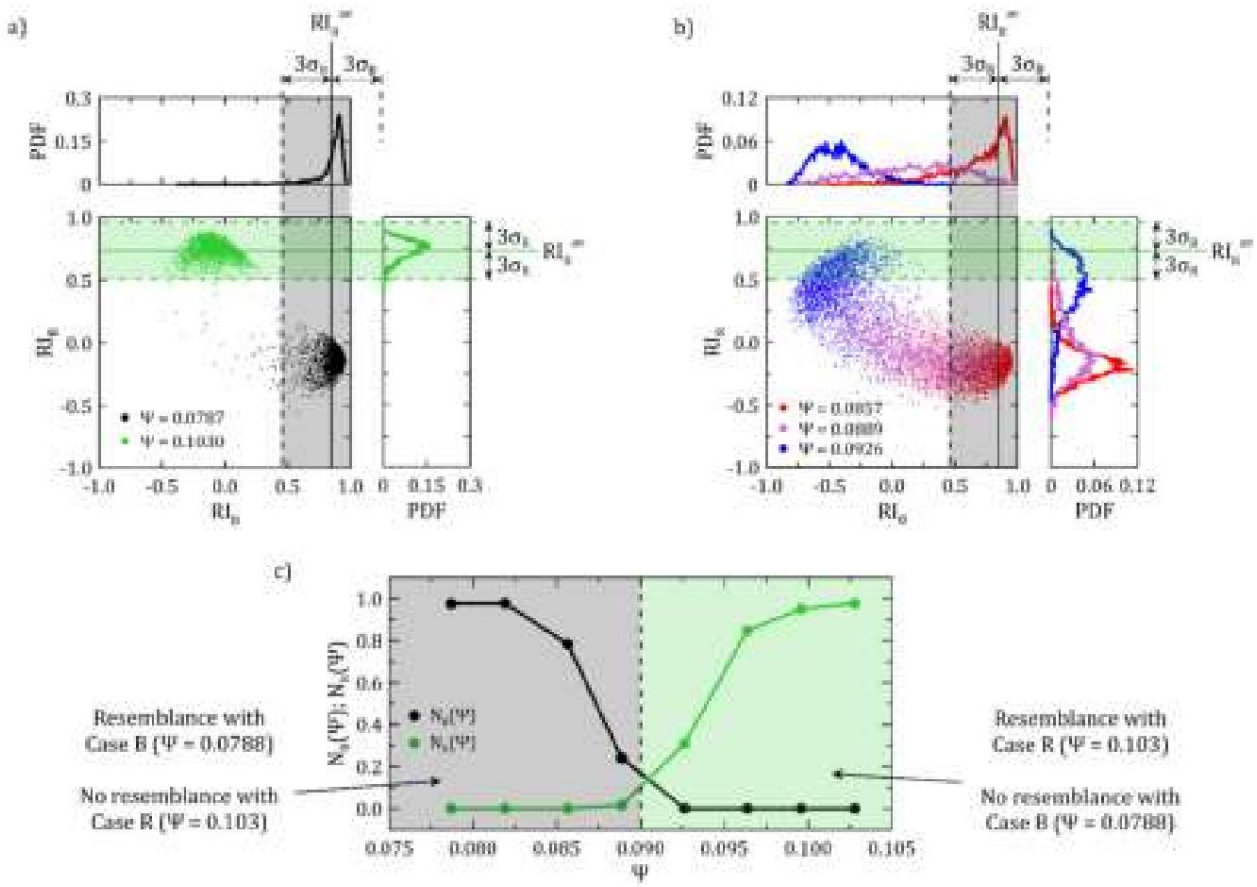


Рисунок 6. Свойства индекса сходства: (а) диаграммы рассеяния RIB и RIR для эталонных случаев; (б) диаграммы рассеяния RIB и RIR при ψ = 0,0857, 0,0889 и 0,0925; (в) Зависимость NB и NR от ψ.

Для любого ψ оценивалось сходство мгновенных полей потока с двумя эталонными случаями, и были рассчитаны функции плотности вероятности (PDF) обоих (ψ) , принадлежащие RIn (ψ) и RIn (ψ). Тогда проценты RIn (ψ) и RIn диапазонам (0,103) ± RIav (0,0788) ± 3σB(0,0788) и RIav B 3σR(0,103) , видеть

Machine Translated by Google

Рисунок 6б. Такие проценты обозначаются как NB(ψ) и NR(ψ) соответственно и показаны на рисунке 6c в зависимости от ψ. По этому критерию при ψ 0,09 не должно быть никакого сходства с радиальным течением случая ψ = 0,103, поскольку NR(ψ) = 0, а при ψ 0,09 не должно быть никакого сходства с рециркуляционным потоком. случая ψ = 0,0788 , поскольку NB(ψ) = 0. И для NB(ψ) , и для NR(ψ) только две точки лежат в диапазоне 0,2–0,85: ψ = 0,0857, 0,0889 и ψ = 0,0925, 0,0964 соответственно. ; это говорит о том, что переход происходит примерно при ψ = 0,09. Однако низкие абсолютные значения RI обусловлены не только совершенно разными полями течения, но и чувствительностью скалярного произведения к рассогласованию векторов; например, такое смещение может быть результатом другого местоположения центра рециркуляционного пузыря. Следовательно, небольшие значения не обязательно указывают на отсутствие сходства. Кроме того, используемый критерий обладает определенной степенью произвольности, поэтому был проведен более глубокий анализ, в котором учитываются и векторные поля. С этой целью пары RIn (ψ) и RIn (ψ) были построены для эталонных случаев (ψ = 0,0788, 0,103), что дало разбросанные графики на рисунке 6a. Из восьми выбраны случаи ψ = 0,0857, 0,0889 и 0,0925, поскольку они близки к ψ = 0,09; соответствующие разбросанные графики представлены на рисунке 6b. Сравнение таких графиков с графиками, относящимися к эталонным случаям (см. рисунок 6a), показывает, что существует определенное сходство между случаями ψ = 0,0857 и ψ = 0,0788, с одной стороны, и между случаями ψ = 0,0925 и ψ = 0,103 - с другой. рука. Напротив, случай ψ = 0,0889 (см. рисунок 7a) показывает непрерывный разброс вокруг линии регрессии с отрицательным наклоном. Кластер более плотный в IV квадранте, где RIn < 0, (56% точек), чем во II квадранте, где RIn < 0 и RIn > 0 (23% точек). Нетрудно предположить, что высокая плотность в БР IV квадранта предполагает большое сходство со случаем ψ = 0,0788 и, наоборот, со случаем ψ = 0,103, когда плотность во II квадранте высока. Таким образом, мгновенные векторные поля , относящиеся к двум квадрантам, были усреднены, показывая, что, по сути, существует сходство либо с первым случаем, либо со вторым, см. рисунок 7b. Достаточно однородный кластер не предполагает наличия какой-либо бимодальности. Однако прерывистое поведение между двумя эталонными структурами потока могло присутствовать, но его нельзя было обнаружить из-за произвольности критерия сходства. Таким образом, вся совокупность мгновенных полей течения была разделена на пять квадратных подмножеств со стороной RI = 0,35 и соответствующие осредненные векторные поля сравнивались с эталонными. Они представлены на рисунке 7c и показывают, что присутствует постепенная модификация от одной эталонной схемы потока к другой . Это проявляется в смещении центра зоны рециркуляции от кольца и в потоке утечек, который с увеличением RIn становится более радиальным . Это исключает наличие прерывистого поведения.

Картина течения очень чувствительна к повышению давления, поскольку переход от одной схемы течения к другой происходит менее чем за час. Изменение 12-Па- , т.е. ψ = 0,0064. Кроме того, этот анализ показывает, что, несмотря на произвольность способа RIn , сделанный выбор позволяет правильно определить реальные особенности картины течения.

Machine Translated by Google

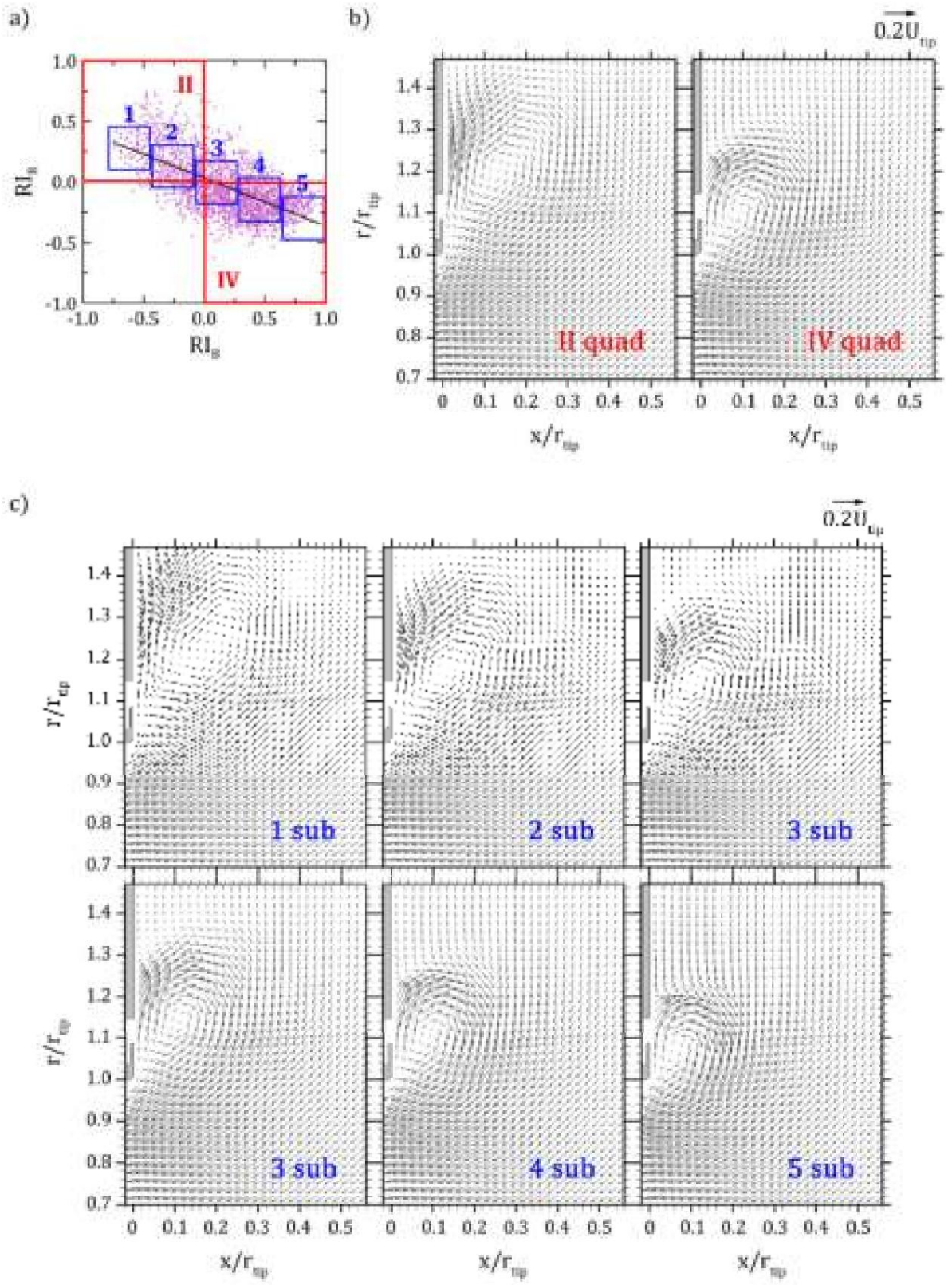


Рис. 7. Поля осредненной скорости при ψ = 0,0889: (a) подмножества, используемые для осредненных полей скорости; б – усредненные поля , относящиеся ко II и IV квадрантам; (c) усредненные поля, относящиеся к меньшим подмножествам (подмножество случая 3 указано в обеих строках, чтобы облегчить сравнение).

Machine Translated by Google

4. Выводы

Настоящая работа посвящена потоку утечки в осевых вентиляторах с вращающимся кожухом и основана на предыдущем исследовании, основанном на сравнении аэродинамических и акустических измерений. Такое исследование дало полезную информацию о механизмах генерации шума, влияющих на низкочастотный диапазон. К сожалению, ограниченное количество рабочих точек, в которых проводились измерения PIV, привело к появлению ряда нерешенных вопросов. С этой целью в настоящем исследовании характеристическая кривая была исследована в большом количестве точек, что позволило тщательно изучить развитие потока утечки при изменении повышения давления. Результатами работы являются: (1)

Подробное описание эволюции потока утечек в зависимости от нагрузки.

Было обнаружено, что, начиная с очень низкого повышения давления, поток утечки течет вдоль кольца ротора и немедленно поглощается ротором. Затем к кольцу формируется рециркуляционный пузырек с большой границей турбулентных колебаний. По мере дальнейшего увеличения давления разделительный пузырек также увеличивается в размерах вместе с сильно турбулентной областью. Наконец, по мере приближения к расчетной точке происходит изменение режима течения, когда поток утечки течет радиально наружу и образует большую разделенную зону течения. Такая конфигурация устойчива и практически не изменяется на остальной части характеристической кривой с общим уменьшением интенсивности турбулентности. Такой переход зависит от комбинации факторов, включающих нагрузку, но можно ожидать, что изменение формы и/или размера зазора может изменить рабочую точку, в которой он происходит; (2) Подробный

анализ перехода режима течения, который для данной геометрии происходит около расчетной рабочей точки.

В свете этих результатов исследование было сосредоточено на изменении режима течения; две рабочие точки, выше и ниже расчетной, были приняты в качестве эталонных для характеристик потока, и измерения повторялись с очень небольшими шагами повышения давления. В каждом рабочем режиме статистическая количественная метрика, основанная на индексе сходства, позволила выявить процент мгновенных векторных полей, похожих на эталонные случаи. Это показало, что переход от прикрепленного рециркуляционного пузыря к большой зоне отрывного потока происходит в диапазоне повышения давления менее 5% от максимального повышения давления. А именно, при всех рассмотренных режимах работы, кроме одного, присутствует либо один режим течения, либо другой. В этой единственной точке поведение не является прерывистым, поскольку поле скоростей может напоминать как эталонное, так и любую промежуточную модель, где отрывной пузырь постепенно перемещается в сторону от веерного кольца. Это свидетельствует о том, что в очень малом диапазоне повышения давления взаимодействие потока утечки с основным далеко не однозначно. Несмотря на произвольность вычислений, индекс сходства оказался эффективным при обнаружении и анализе переходного процесса и различных структур течения. Учитывая сильную чувствительность потока утечки к деталям геометрии зазора, это указывает на то, что тщательное проектирование зазора может оказать положительное влияние на излучаемый шум; (3) Установление соответствия между

потоком утечек и ростом SPL.

Сравнение режимов потока с ранее сообщенной тенденцией SPL показывает, что перерывы в росте SPL с увеличением напора могут быть связаны с изменениями в характере потока утечек; это также может помочь интерпретировать результаты акустических измерений, которые иногда могут показаться противоречивыми; (4) Были

предоставлены дополнительные доказательства существования реверса потока на кончике лопасти.

Такой отрыв потока на вершине лопасти, вероятно, является причиной генерации низкочастотного шума при высоких нагрузках; К сожалению, детальное исследование этого явления не проводилось из-за нехватки места, но оно будет следующим продолжением настоящей работы.

Machine Translated by Google

Вклад автора: EC: Концептуализация, Надзор, Исследование, Написание — оригинальный проект.
AC: Концептуализация, контроль, написание — обзор. ММ: Исследование, обработка данных, визуализация, написание — оригинальный черновик. АН: Исследование, Визуализация, Написание — первоначальный вариант. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы выражают признательность компании Johnson Electric Asti srl за предоставление испытанный ротор.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

ОАСПЛ	общий уровень звукового давления, исх. 20 мкПа
Н	процент мгновенных полей потока, подобных эталонному
вопрос	объемный расход
р	радиальная координата
СПЛ	Спектр уровней звукового давления, исх. 20 мкПа
SPLlow	уровень звукового давления в диапазоне 6 < St < 90, исх. 20 мкПа
Уровень звукового давления высокий	уровень звукового давления в диапазоне 90 < St < 300, исх. 20 мкПа
РИ	индекс сходства
ул.	Число Струхаля (частота, нормализованная с помощью Ω/60)
Вт	интенсивность турбулентности на основе utip
утип	окружная скорость лезвия
ва, вр, вϑ	компоненты абсолютной скорости
х	осевая координата
р	повышение давления через ротор (статический выпуск минус общий вход)
ϑ	тангенциальная (азимутальная) координата
ρ0	плотность воздуха
φ	коэффициент расхода, $\frac{q_{vol}}{utip\pi rtip2}$
ψ	коэффициент повышения давления, $\frac{p}{0{,}5\rho 0utip2}$
Ом	скорость вращения (выраженная в об/мин)

Надстрочные индексы

	относительно среднего по ансамблю
—	относительно среднего по времени
′	связанные с непериодическими мгновенными колебаниями

Индексы

Б	относится к эталонному случаю с пузырем рециркуляции
	относится к эталонному случаю с радиальным потоком утечки
Совет R	относящийся к кончику лезвия

Ссылки

1. Карассале, Л.; Каттанеи, А.; Маццокут Зеккин, Ф.; Моради, М. Флаттер потока утечки в тихоходном осевом вентиляторе с кожухом. лезвия. Дж. Звук Виб. 2020, 475, 115275. [CrossRef]
2. Лонгхаус Р. Управление вихревым шумом осевых вентиляторов с помощью вращающихся бандажей. Дж. Звук Виб. 1978, 58, 201–214. [Перекрестная ссылка]
3. Канепа, Э.; Каттанеи, А.; Маццокут Зеккин, Ф.; Миланезе, Г.; Пароди, Д. Экспериментальное исследование шума утечки на наконечнике в вентиляторы осевые с вращающимся кожухом. Дж. Звук Виб. 2016, 375, 115–131. [Перекрестная ссылка]
4. Канепа, Э.; Каттанеи, А.; Маццокут Зекчин, Ф. Шум утечки и связанная с ним структура потока в низкоскоростном осевом вентиляторе с вращением Плащаница. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2019, 4, 17. [CrossRef]
5. Фукано, Т.; Такамацу, Ю.; Кодама, Ю. Влияние зазора наконечника на шум осевых вентиляторов низкого давления и вентиляторов смешанного потока. Дж. Саунд Виб. 1986, 105, 291–308. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

6. Фукано, Т.; Янг, К.-М. Шум зазора наконечника осевых вентиляторов, работающих в расчетных и нерасчетных условиях. Дж. Звук Виб. 2004, 275, 1027–1050. [Перекрестная ссылка]

7. Пиллард, М.; Кутти, Б.; Ле Гофф, В.; Видаль, В.; Перо, Ф. Прямое аэроакустическое моделирование системы вентиляторов охлаждения автомобильного двигателя: влияние геометрии восходящего потока на широкополосный шум. В материалах 20-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Атланта, Джорджия, США, 16–20 июня 2014 г. Документ AIAA 2014–2455.

8. Магне, С.; Моро, С.; Берри, А. Субгармонический тональный шум от обратных вихрей, излучаемых низкоскоростным кольцевым вентилятором в униформе. впускной поток. Дж. Акуст. Соц. Являюсь. 2015, 137, 228–237. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]

9. Моро, С.; Санхосе, М. Субгармонические широкополосные неровности и кончиковой шум в низкоскоростных кольцевых вентиляторах. Дж. Акуст. Соц. Являюсь. 2016, 139, 118–127. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]

10. Зенгер, Ф.Дж.; Ренц, А.; Бехер, М.; Беккер, С. Экспериментальное исследование шума осевых вентиляторов в условиях искаженного притока. Дж. Звук Виб. 2016, 383, 124–145. [Перекрестная ссылка]

11. На, Г.-Д.; Камейер, Ф.; Спрингер, Н.; Мосс, М.; Пашерайт, СО URANS Моделирование и экспериментальные исследования нестационарных аэродинамических эффектов в области кончика лопасти кожуховой конфигурации вентилятора. В материалах ASME Turbo Expo 2017: Техническая конференция и выставка турбомашин, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г. Документ ASME GT2017-6.

12. Канепа, Э.; Каттанеи, А.; Джафеличе, Ф.; Маццокут Зеккин, Ф.; Пароди, Д. Влияние деформации ротора и нагрузки на лопасти на утечку шум тихоходных осевых вентиляторов. Дж. Звук Виб. 2018, 433, 99–123. [Перекрестная ссылка]

13. Канепа, Э.; Каттанеи, А.; Маццокут Зеккин, Ф.; Пароди, Д. Крупномасштабные нестационарные структуры течения в потоке утечек тихоходного осевого вентилятора с вращающимся кожухом. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2019, 102, 1–19. [Перекрестная ссылка]

14. Чжу, Т.; Лалье-Дэниелс, Д.; Санхосе, М.; Моро, С.; Каролус, Т. Вращающиеся структуры когерентного потока как источник узкополосного наконечника габаритный шум осевых вентиляторов. Дж. Звук Виб. 2018, 417, 198–215. [Перекрестная ссылка]

15. Хусейн А.К., МФ; Рейнольдс, В.К. Механика организованной волны в турбулентном сдвиговом потоке. Дж. Гидромеханика. 1970, 41, 241–258. [Перекрестная ссылка]

16. Грант И. Скорость изображения частиц: обзор. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть С J. Mech. англ. наук. 1997, 211, 55–76. [Перекрестная ссылка]

17. Прасад, АК; Адриан, Р.Дж.; Ландрет, СС; Оффатт, П.В. Влияние разрешения на скорость и точность измерения скорости изображения частиц. Эксп. Жидкости 1992, 13, 105–116. [Перекрестная ссылка]

18. Лю, К.; Хаворт, Д.С. Разработка и оценка POD для анализа турбулентного потока в поршневых двигателях. В материалах Всемирного конгресса и выставки SAE 2011, Детройт, Мичиган, США, 12–14 апреля 2011 г. Технический документ SAE: 2011-01-0830.

19. Уиллман, К.; Скотт, Б.; Стоун, Р.; Ричардсон, Д. Количественные метрики для сравнения полей скоростей в цилиндрах с использованием измерения скорости изображения частиц. Эксп. Жидкости 2020, 61, 62. [CrossRef]

20. Хансон Д.Б. Спектр шума ротора, вызванного атмосферной турбулентностью. Дж. Акуст. Соц. Являюсь. 1974, 56, 110–126. [Перекрестная ссылка]

21. Маджумдар, С.Дж.; Пик, Н. Генерация шума в результате взаимодействия между поглощаемой турбулентностью и вращающимся вентилятором. Дж. Гидромеханика. 1998, 359, 181–216. [Перекрестная ссылка]

22. Миланезе, Г.; Краверо, К. Анализ проектных ограничений производительности промышленных вентиляторов с осевым потоком. В материалах ASME Turbo Expo 2020: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения, виртуально, онлайн, 21–25 сентября 2020 г. Номер документа ASME. GT2020-16058.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Скоростная каскадная аэродинамическая труба в Бундесвере Мюнхенский университет после серьезной ревизии и обновления †

Рейнхард Нихейс * и Мартин Биттер

Институт реактивного движения, Мюнхенский университет Бундесвера, Werner-Heisenberg-Weg 39, 85577 Нойбиберг, Германия; martin.bitter@unibw.de * Для переписки:rainhard.niehuis@unibw.de † Этот документ представляет собой расширенную версию нашего материала для 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: С момента своей первой эксплуатации в 1956 году в DFL Брауншвейге и после переезда в Мюнхен высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба (HGK) Мюнхенского университета Бундесвера интенсивно используется для фундаментальных и прикладных исследований по аэротермодинамике лопаток турбомашин. За последние десятилетия были проведены многочисленные систематические исследования конструкции профиля крыла. Благодаря установке HGK, которая позволяет проводить тщательные и детальные каскадные испытания в условиях, важных для турбомашин, многие из этих профилей различного назначения наконец-то нашли применение в турбомашин В настоящее время HGK по-прежнему вносит очень полезный вклад в понимание сложного течения в лопатках компрессоров и турбин и тем самым расширяет знания о соответствующих физических явлениях. В результате интенсивного использования этот уникальный испытательный комплекс подвергся серьезной доработке и модернизации. Выполненные изменения представлены в этом документе, включая обзор новых возможностей с точки зрения расширенного рабочего диапазона, системы сбора данных и недавно доступного измерительного оборудования.

Цитирование: Нихейс, Р.; Биттер, М. Высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба в Университете Бундесвера в Мюнхене после капитального ремонта и модернизации. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 41. https://doi.org/10.3390/ijtpp6040041 .

Академический редактор: Ральф Обертак

Поступила: 24 июня 2021 г.
Принято: 26 октября 2021 г.
Опубликовано: 29 октября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Ключевые слова: высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба; условия, относящиеся к двигателю; линейный каскад; рабочий диапазон

1. Введение

Высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба (HGK) Университета Бундесвера в Мюнхене является хорошо зарекомендовавшей себя испытательной площадкой в сфере турбомашиностроения. Благодаря своей способности изменять два параметра подобия, а именно число Маха и число Рейнольдса, независимо друг от друга при соответствующих условиях потока реактивного двигателя, это уникальная испытательная установка в мире, карта производительности которой очень хорошо подходит для исследования аэротермодинамики крыла. . Большие размеры испытательной секции установки — до 500 × 300 мм2 (высота × ширина) — позволили получить очень подробные экспериментальные характеристики рабочих характеристик многочисленных поколений компрессоров и турбинных профилей, которые, наконец, были введены в эксплуатацию.

Первоначально, по проектному предложению Шольца, установка была построена в 1956 году в DFL Брауншвейге одним из пионеров Германии в области экспериментальной механики жидкости, см. Шлихтинг [1]. Первая исчерпывающая документация о его работе была опубликована Шольцем и Хопкесом [2]. В 1984 году вся испытательная установка была перенесена в Университет Бундесвера в Мюнхене, где она вступила в строй в 1985 году после капитального ремонта основных компонентов, как описано Штурмом и Фоттнером [3]. Важным изменением является то, что первоначальный напорный резервуар (2,4 м в диаметре и 9,0 м в длину) был заменен резервуаром значительно большего объема (4,0 м в диаметре и 11,8 м в длину), что позволило реализовать более длинную отстойную камеру, обеспечивающую гораздо лучшее однородность потока и, кроме того, гораздо лучший доступ к компонентам аэродинамической трубы.

В настоящее время по-прежнему существует высокий спрос на каскадные испытания в условиях испытаний, соответствующих двигателям, со стороны промышленности, которая, как никогда, стремится к высокоэффективным профилям, особенно для достижения целей «Пути полета 2050», опубликованной Европейской комиссией [4]. .

Machine Translated by Google

Помимо этого, существует также конкретный и длительный запрос на фундаментальные исследования явлений аэротермодинамического потока в лопатках турбомашин с целью лучшего понимания физики и предоставления надежных данных для проверки и дальнейшего развития численных методов. Чтобы оставаться в полной работоспособности и модернизировать установку для будущих исследовательских потребностей, было решено провести серьезную модернизацию испытательной установки спустя более чем 60 лет после ее первого запуска и десятков тысяч часов интенсивных испытаний. В частности, основные компоненты, то есть трансмиссия, компрессор и масляная система, датируются моментом, когда испытательный стенд впервые был введен в эксплуатацию в 1956 году. Некоторые из этих компонентов уже имели некоторые предварительные повреждения, трещины и износ. Из-за возраста запасные части в большинстве случаев отсутствовали в наличии. Таким образом, спонтанное фатальное повреждение одного из этих компонентов приведет к огромным простоям испытательной установки, высоким затратам и серьезным задержкам текущих и запланированных исследовательских проектов, выполняемых в этой плотно забронированной и интенсивно используемой исследовательской среде. Чтобы избежать этого, в 2017/2018 году была проведена серьезная доработка и заменены критически важные аппаратные компоненты на новые, изготовленные по новейшим технологиям.

Благодаря тщательному и детальному планированию проекта весь пересмотр удалось успешно осуществить в течение очень короткого периода времени – всего лишь четыре месяца. Новые компоненты теперь имеют более высокий уровень мощности, что обеспечивает значительно расширенный рабочий диапазон испытательной установки. Параллельно с оборудованием на объекте был внедрен высокий уровень автоматизации.

Вместе с современной системой сбора данных в реальном времени аэродинамическая труба наконец удовлетворяет повышенным требованиям к автоматизированной долгосрочной стабильности работы. Соответствующие особенности и повышенный потенциал обновленной испытательной установки описаны в этой статье. Картина нового HGK дополняется представлением имеющегося портфеля методов измерения, как классических, основанных на датчиках, так и неинтрузивных методов.

2. Новая высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба

2.1. Принцип работы и основные компоненты

HGK представляет собой испытательную установку непрерывного действия с разомкнутым контуром с открытой испытательной секцией, расположенной внутри большого резервуара под давлением, как показано на рисунке 1. Статическое давление воздуха внутри резервуара можно снизить до чуть менее 40 гПа и давление до 1200 гПа. Контролируя давление торможения жидкости, статическое давление в камере и общую температуру , можно добиться независимого изменения двух основных параметров подобия потока — Рейнольдса и числа Маха, что позволяет проводить эксперименты в условиях потока, важных для турбомашин. За подробным описанием характеристик и компонентов HGK до основной доработки в 2017 году читатель отсылается к упомянутым выше публикациям.

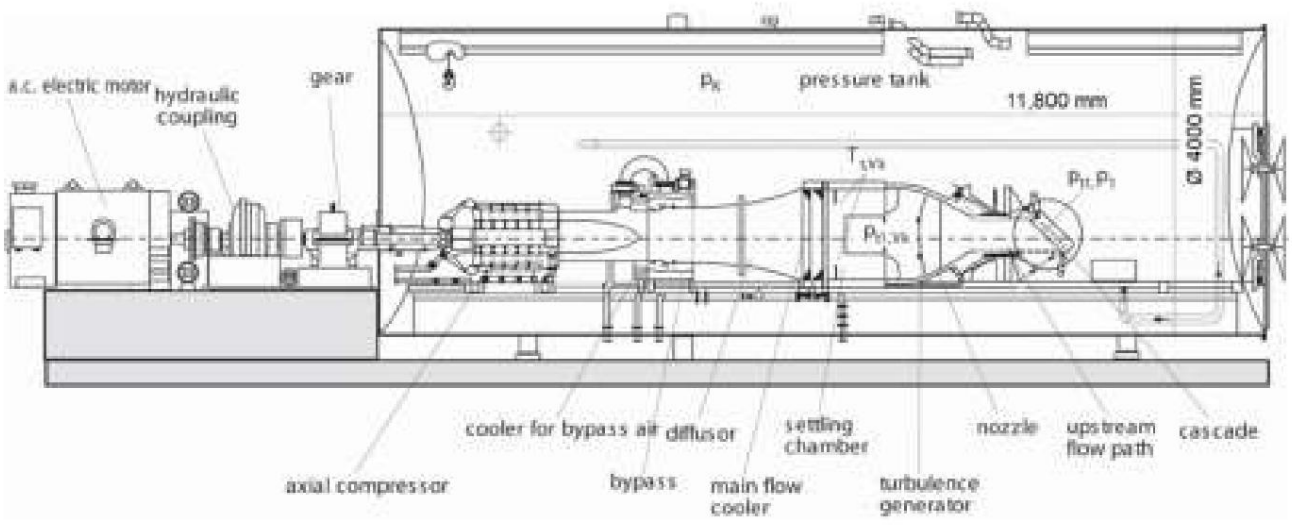


Рис. 1. Основные элементы аэродинамической трубы скоростного каскада до доработки.

Machine Translated by Google

Раньше поток воздуха создавался осевым компрессором, приводимым в действие электродвигателем переменного тока мощностью 1300 кВт, расположенным снаружи резервуара. Электродвигатель и осевой компрессор соединялись через вал, гидромуфту и коробку передач. После выхода из осевого компрессора воздух проходит через двухконтурное устройство. Благодаря более крупному байпасу-бабочке компрессор можно мгновенно отключить в ситуациях, когда он склонен превышать предел помпажа. Второй кольцевой байпас используется для точной регулировки динамического давления в диапазоне нескольких паскалей, обеспечивая более высокую точность, чем регулировка посредством скорости вала. Дальше по потоку за байпасом следует диффузор и главный охладитель перед входом в отстойную камеру. Водоохлаждаемый теплообменник главного охладителя извлекает энергию жидкости, подаваемую компрессором, для поддержания постоянной общей температуры воздуха в диапазоне 20 Tt 60 C. После выхода из форкамеры поток ускоряется в сужающемся сопле до требуемого числа Маха (макс. до Ma = 1,06) перед входом в испытательную часть и на ее выход (т. е. плоскость на 40 мм ниже по потоку от мест измерения для pt1). и p1), где может быть установлен испытуемый образец (обычно линейные каскады). Различные типы сеток турбулентности позволяют регулировать уровень турбулентности до реалистичных уровней, важных для турбомашин. По запросу можно смоделировать периодические нестационарные условия притока, обычно вызываемые в турбомашинах относительным движением между ротором и статором, путем установки в испытательной секции генератора следа , см. Актона и Фоттнера [

Большинство компонентов аэродинамической трубы, за исключением напорного бака, теплообменника и форкамеры, были созданы в первые годы существования испытательной установки, в 1956 году, когда она была построена в Брауншвейге. Поэтому и Университет Бундесвера, и Институт реактивного движения почувствовали необходимость замены всех основных компонентов испытательной установки, а именно трансмиссии, компрессора, масляной системы и главного охладителя, чтобы обеспечить полную доступность и отказоустойчивое тестирование для перспективных исследовательских целей , а также для значительного расширения рабочего диапазона для будущих нужд.

2.2. Выполненные изменения и модификации

Существующий шестиступенчатый осевой компрессор «старого HGK» представлял собой приводной агрегат, специально разработанный компанией Voith для эксплуатации этого объекта. Во время планирования проекта «нового HGK» внешнее признанное инженерное бюро провело обширное исследование рынка . Оказалось, что замена этого компонента будет самой сложной проблемой, так как в продаже не было ни одного коммерческого компрессора, отвечающего всем основным требованиям по размеру, объемному расходу, степени сжатия, мощности и работоспособности при очень низких давлениях. среда HGK. Наконец, и снова, новый компрессор, являющийся центральным элементом «нового HGK», должен был быть адаптирован к конкретным требованиям этой аэродинамической трубы, как это уже было сделано для ста

В результате в тесном сотрудничестве с MAN Energy Solutions (ранее MAN Diesel и Turbo SE) было реализовано превосходное индивидуальное решение. Двигатель нового HGK основан на последней разработке промышленного компрессора MAN MAX-1, ср. Ziegler et al. и Андинг и др. [6,7]. На этапе разработки конфигурация , состоящая из первых семи ступеней новой конструкции осевого компрессора, была испытана на испытательном стенде MTU Aero Engines, уменьшенном в 3 раза. Оказалось, что первые три ступени этой масштабированной версии идеально подходят соответствовать всем требованиям для запрашиваемого диапазона работы нового HGK, при условии, что все три ступени будут оснащены регулируемыми направляющими аппаратами. Однако для этой цели потребовался новый корпус, включая впускное и выпускное отверстия, новый ротор, а также новая система подшипников. В результате получился довольно компактный и мощный компрессорный агрегат, который был успешно установлен и введен в эксплуатацию в декабре 2017 года, как показано на рисунке 2. Компрессор рассчитан на номинальную скорость 11 550 об/мин. При максимальной скорости 12 705 об/мин он может обеспечить максимальную степень сжатия 2,4 и максимальный объемный расход 32,8 м3/с. Что касается остальных компонентов трансмиссии, замена была довольно простой с использованием самых современных компонентов, имеющихся в наличии, например, асинхронного электродвигателя Siemens мощностью 1800 кВт (тип 1RQ65004JT60-Z) в сочетании с Sinamics. Perfect Harmony GH180 среднее напряж

Machine Translated by Google

Возраст драйвера для преобразования частоты. Увеличение мощности на 38% по сравнению со старым двигателем (1300 кВт) является предпосылкой для значительного расширения рабочего диапазона нового HGK, как поясняется ниже. Поскольку новый электродвигатель может управляться индивидуальной скоростью вращения с помощью преобразователя частоты, гидравлическая турбомуфта, которая выполняла эту работу в старом HGK за счет рассеивания энергии, больше не нужна. Одним из основных преимуществ отказа от турбомуфты является стабильная и непрерывная работа аэродинамической трубы во всем диапазоне давлений в камере, в частности при статическом давлении в камере, близком к атмосферному или выше (т.е. при высоких числах Рейнольдса). Для согласования частоты вращения нового компрессора (Nmax = 12700 мин-1) и нового электродвигателя (Nmax = 1650 мин-1) снаружи был установлен редуктор Renk TS-450 с передаточным числом 7,7. Напорный бак, соединяющий высокооборотный и тихоходный валы. Новая конфигурация потребовала совершенно нового масляного контура для питания компрессора и коробки передач. Эта система должна была решить проблему, связанную с различным относительным давлением подачи масла для отдельных компонентов внутри и снаружи напорного бака, у которых требуемая степень давления масла намного ниже или даже в 1,8 раза выше атмосферы соответственно. Наконец, для обеспечения безопасной работы системы была установлена система активного контроля давления и балансировки уровня .

В результате увеличения электрической мощности пришлось установить новый главный охладитель, чтобы обеспечить возможность проведения испытаний при постоянной общей температуре даже при новых пределах производительности. Соответственно, новый теплообменник был спроектирован так, чтобы извлекать из потока энергию, примерно того же порядка, что и максимальная мощность электродвигателя (1800 кВт). Кулер поставлен компанией Güntner, Германия. Это специальная конструкция теплообменника типа GCO, которая специально разработана для соответствия эксплуатационным требованиям HGK и обеспечивает превосходную однородность потока с точки зрения распределения скорости и температуры, а также низкие потери давления. В отличие от старого главного охладителя, который состоял из шести отдельных элементов, новый охладитель представляет собой единый блок теплообменника, состоящий из алюминиевых ребер и трубок из нержавеющей стали, что обеспечивает компактную конструкцию и обеспечивает максимально равн Выпуск коллектора охлаждающей воды состоит из четырех секций, в которых объемный расход может индивидуально регулироваться клапанами для достижения наилучшей однородности температуры в зоне потока. Качество потока за главным охладителем дополнительно повышается за счет одноступенчатого выпрямителя потока, встроенного непосредственно перед отстойной камерой.

В итоге время простоя испытаний для демонтажа старой испытательной установки и сборки всех компонентов «нового HGK» составило всего 4 месяца благодаря очень тщательному планированию проекта. Новый испытательный стенд, как показано на рисунке 3, был введен в эксплуатацию 26 января 2018 года. Однако полная электрическая мощность еще не доступна, поскольку электроэнергия по-прежнему обеспечивается старым существующим трансформатором, который не может преобразовать максимальную мощность для нового двигателя. Замена старого трансформатора на более мощный уже начата, а завершение планируется в 2022 году. После ее завершения наконец-то станет доступен полный рабочий диапазон нового испытательного стенда HGK.



Рисунок 2. Новый трехступенчатый осевой компрессор (слева: во время установки, справа: окончательная сборка).

Machine Translated by Google

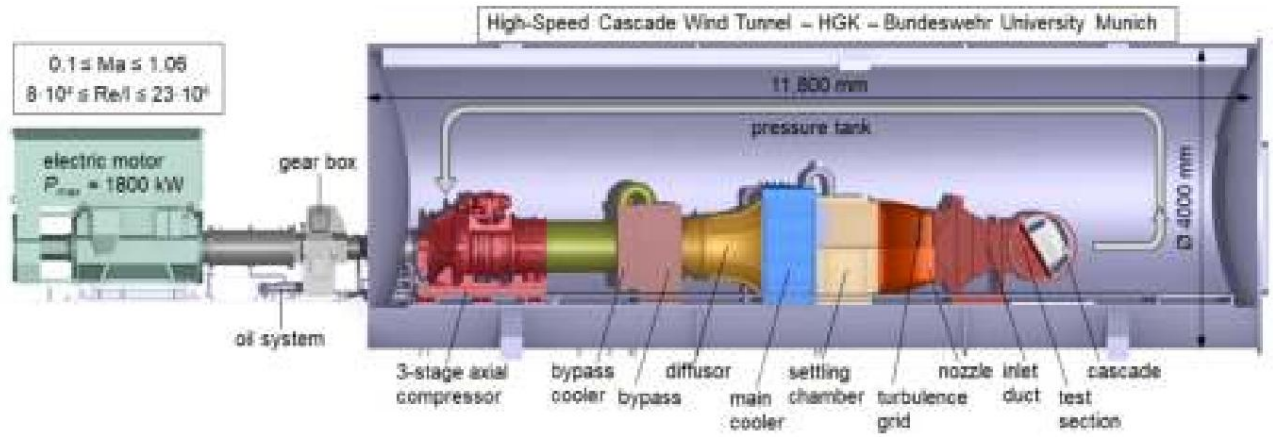


Рис. 3. Основные элементы аэродинамической трубы скоростного каскада после доработки.

Карта производительности после пересмотра и

модернизации. Максимальную производительность старого HGK (т. е. максимумы числа Рейнольдса и числа Маха) ограничивал главным образом главный воздухоохладитель, поскольку установившаяся общая температура потока до 303 K была возможна только до 940 кВт. власть. На рисунке 4 показаны пределы эксплуатации старого и нового HGK для мин. и макс. высоты воздуховода (т. е. 250 мм или 500 мм соответственно) с точки зрения максимального массового расхода при атмосферных условиях, степени давления, единичного числа Рейнольдса и числа Маха в зависимости от потребляемой мощности. Более высокий массовый расход компрессора, а также перепроектированный главный охладитель нового HGK после доработки уже показали огромное увеличение рабочего диапазона даже при максимальной мощности 1300 кВт, которая доступна в настоящее время. Как только новый трансформатор будет введен в эксплуатацию, что, как ожидается, произойдет в 2022 году, окончательный (экстраполированный) рабочий диапазон может быть достигнут, а новая испытательная установка, обозначенная как «новый HGK*» на рисунке 4, значительно и даже еще больше расширяет достижимые значения Рейнольдса и Диапазон чис

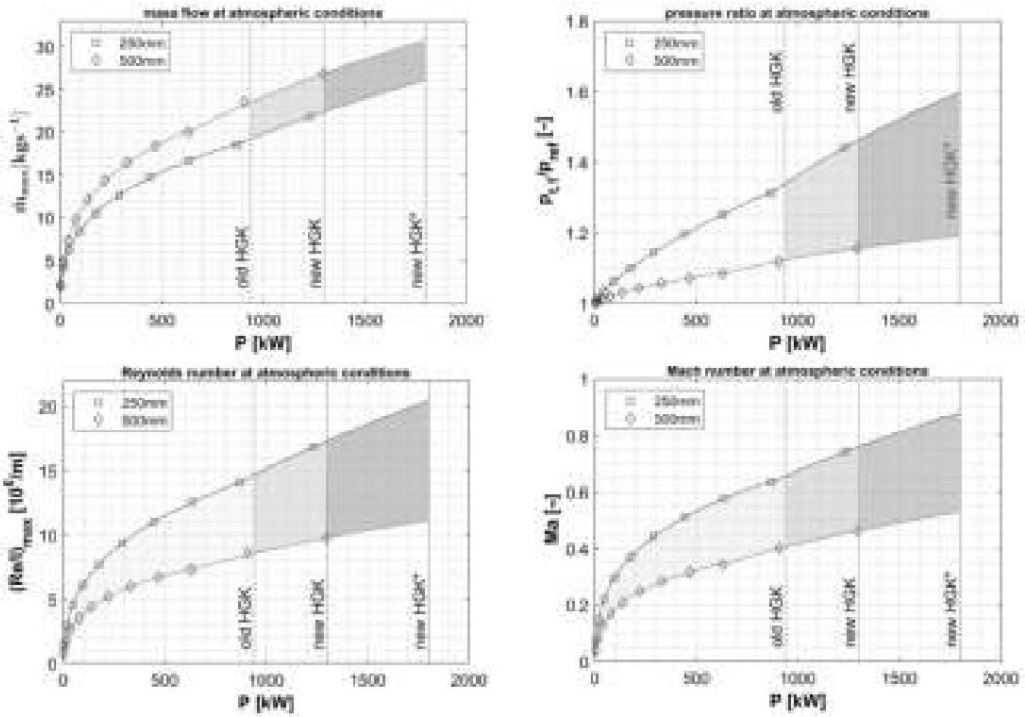


Рисунок 4. Максимально достижимый массовый расход, степень полного давления, единичное число Рейнольдса и число Маха в зависимости от режима мощности старой и новой установки в атмосферных условиях (до f = 958 гПа).

Machine Translated by Google

Чтобы подчеркнуть основные безразмерные величины потока для аэродинамических испытаний , карта производительности HGK обычно строится в виде числа и диаграмму единиц числа Рейнольдса, как показано на рисунке 5. Единица числа Рейнольдса относится к характерной длине l = 1 м. Испытательный образец обычно имеет меньшие размеры. характеристические длины, которые масштабируют значения для окончательного числа Рейнольдса тестирования. Диаграмма содержит рабочие линии постоянного статического давления в камере (предварительно f-сплошной синий) и динамическое давление (qre f — синий пунктир), которое может быть реализовано для различных абсолютных воздуховодов Высота от 250 до 500 мм. Наибольшие числа Маха на выходе из рабочей секции (вход относительно испытуемого образца) может быть достигнута для наименьшей высоты воздуховода 250 мм. Для большего размеров воздуховода, максимально доступный массовый расход неизбежно приводит к снижению достижимого уровня. максимальные числа Маха, сравните предыдущий график. Минимальное единичное число Рейнольдса равно ограничено абсолютным давлением в камере чуть меньшим pre f = 40 гПа (I) , что, в свою очередь, ограничено двумя жидкостно-кольцевыми вакуумными насосами NASH, номинальное абсолютное давление которых минимум 33 гПа. Камера может быть вакуумирована до минимального уровня давления в течение 60 мин. Ограничения скорости компрессора ограничивают минимальное и максимальное число Маха. (II и V). Максимальное число Рейнольдса является результатом доступной электрической мощности. ограничение максимального динамического давления qre f (II I) и прочности конструкции сосуда при 1200 гПа (IV). Заштрихованные области иллюстрируют расширенный рабочий диапазон нового HGK. на данный момент и после появления полной мощности (новый HGK*) по сравнению со старым HGK для самых маленьких и самых больших размеров воздуховодов. В частности, возможность тестирования на более высокое число Рейнольдса значительно расширяется. Новый HGK* на завершающем этапе после ревизия позволит проводить испытания на гораздо более высоких уровнях чисел Маха и Рейнольдса, чем раньше (например, до 50% выше числа Рейнольдса в атмосферных условиях), что часто запрашивался много раз в прошлом, но не мог быть обслужен с помощью старого HGK. Более того, тестирование теперь можно проводить в стабильных условиях эксплуатации в течение нескольких часов даже при очень низкое число Маха, что также было невозможно в прошлом из-за ограничений гидравлическая муфта.

Карта производительности на рисунке 5 в основном поддерживает схему каскадного теста. образец перед испытанием в целевых аэродинамических условиях испытаний при нескольких конструкциях ограничения, т.е., среди прочего, масштабирование характерного размера лопатки l. В конце концов, это всегда компромисс между наилучшим возможным локальным разрешением для соответствующего измерения задачи/цели тестирования и наилучшая возможная периодичность потоков с учетом запрошенных максимальные уровни чисел Маха и Рейнольдса.

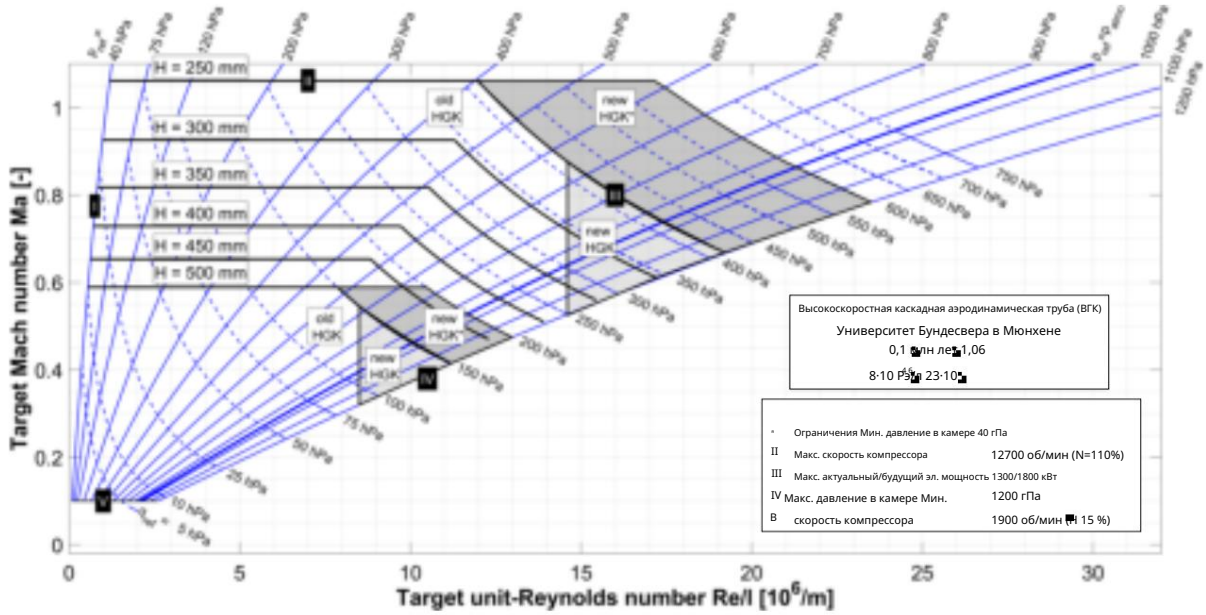


Рис. 5. График производительности HGK для различной высоты испытательного участка H в зависимости от статического и динамического давления объекта диапазон pre f (сплошной синий) и qre f (пунктирный синий) соответственно (при Tt = 30 C).

Machine Translated by Google

3. Мониторинг рабочей точки и состояния компрессора.

HGK обычно эксплуатируется при постоянных числах Маха и Рейнольдса в течение нескольких часов в зависимости от матрицы испытаний. Поскольку новый электродвигатель имеет частотное управление, настройка и стабильность давления торможения намного точнее по сравнению со старой трансмиссией с гидравлической муфтой. Обороты быстроходного вала, приводящего компрессор, стабильны не хуже 0,1%.

Планирование экспериментальной кампании требует определения целевых чисел Маха и Рейнольдса. Эти условия испытаний обычно определяются задолго до начала испытаний.

Целевые условия Ma и Re контролируются путем измерения и мониторинга всего трех свойств потока: давления торможения pt , эталонного давления pre f и общего давления , которые определяют рабочие уравнениями (1). и условия для заданной длины хорды лопатки l и температуры Tt в соответствии с (2):

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \cdot \left(+ pre \frac{pt\text{-}pre\ f\ 1}{f} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1} \quad (1)$$

$$Re/l = \frac{\overline{\gamma}}{P} \cdot \frac{Ma \cdot pre\ \phi}{C1} \cdot \frac{T\tau}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma2} + C2 \cdot \left(\frac{T\tau}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma2} \right)^{2} \cdot \quad (2)$$

R, C1 и C2 представляют собой удельную газовую постоянную, а также значения постоянной Сазерленда для воздуха, а pre f измеряется во входной плоскости каскада для испытаний компрессора и в выпускной плоскости в случае испытательного образца турбины. Был установлен прецизионный сканер давления Mensor CPG 2500 , позволяющий измерять статическое и эталонное давление pre f и динамическое давление qre f (= pt pre f), относительно атмосферного давления, с точностью до 0,008% полной шкалы (т. е. 7,5 Па и 10 Па). , соответственно).

В ходе пересмотра система управления аэродинамической трубой была перенесена на современную систему управления ПЛК (программируемый логический контроллер), которая непрерывно отслеживает и контролирует все соответствующие значения состояния для мониторинга рабочей точки или состояния системы и экспортирует Журнал данных 10 Гц. Все меры, а также специальные ограничения по безопасности экспериментов обеспечиваются и контролируются СПС. Данные наблюдения включают окружающую среду в аэродинамической трубе (например, все рабочие давления и температуры), а также состояние трансмиссии и компрессора (например, фактическую номинальную мощность, скорость двигателя и компрессора, датчики вибрации, температуры на входе, выходе и подшипниках и степень сжатия компрессора) и все вторичные системы (например, мощность охлаждения, давление масла или положения привода). В частности, предел стабильности компрессора (т.е. предел помпажа) был определен экспериментально во время пусконаладочных работ на испытательном стенде HGK компанией MAN до проведения каких-либо измерительных кампаний. С этого времени все необходимые значения для предотвращения помпажа компрессора постоянно контролируются. В случае критического приближения к пределу помпажа во время работы двухступенчатая система предупреждения вынуждает оператора (а в будущем и полностью интегрированный байпасный привод, см. выше) вмешаться и разгрузить настройку критической рабочей точки. Если пределы все же превышены, система отключается и отключается контролируемым образом. В любом случае, поскольку изменение рабочей точки обычно происходит медленно, в течение нескольких секунд, нет необходимости в нестационарном наблюдении или в мгновенных исполнительных механизмах.

Благодаря полной доступности данных в режиме онлайн, недавно был внедрен программный контроллер, который обеспечит полностью автоматизированную работу в долгосрочной перспективе. В настоящее время этот алгоритм управления интенсивно тестируется и тренируется в различных комбинациях рабочих точек, включая подход к пределу безопасности и восстановление. Первые полностью автоматизированные тесты без участия пользователя были успешно проведены летом 2021 года, но требуют дальнейшей настройки.

Оценка трех основных свойств потока, которые определяют целевые условия чисел Маха и Рейнольдса, на основе непрерывного журнала данных, позволяет оценить стабильность рабочей точки, как показано на рисунке 6.

Machine Translated by Google

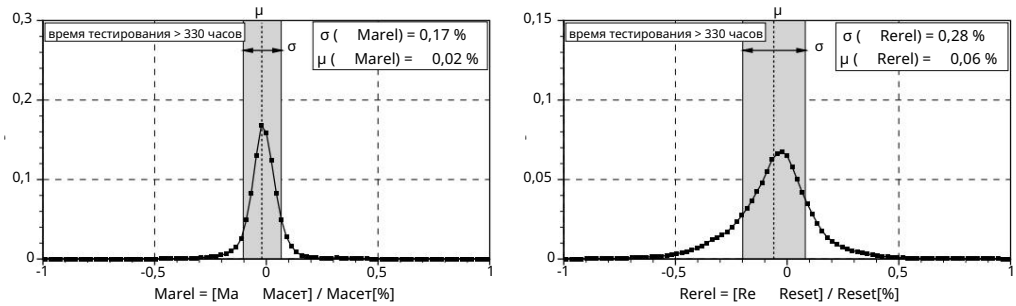


Рис. 6. Статистика устойчивости рабочей точки для числа Маха (слева) и числа Рейнольдса (справа) извлечено из непрерывных журналов испытаний HGK в течение более 330 часов.

Данные были извлечены за последние часы тестирования (>330 часов) во время ветра. все рабочее поле туннеля. Статистические величины μ и σ являются результатом подгонки всех данные по нормальному распределению, тогда как μ — среднее отклонение, а σ — стандартное отклонение и, следовательно, количественную меру (например, 1-, 2- или 3-сигма) отклонения фактические значения Ma и Re от их целевых точек. Поэтому долгосрочная эксплуатация стабильность точки для целевого числа Маха и числа Рейнольдса определяется как σMa = 0,17%. и σRe = 0,28% соответственно. Например, для каскада турбин низкого давления, протестировано при Ma = 0,65 и Re = 100 000, это дает Ma = 0,0011 и Re = 280. Это ожидали, что полностью автоматизированное тестирование может еще больше снизить стандартное отклонение, в частности, для контроля статического давления в камере и, следовательно, числа Рейнольдса.

Повторяемость и временная стабильность как Ma , так и Re в основном определяются точность и скорость утечки дроссельной заслонки, которая управляет эталоном HGK давление в баке. Он расположен в периферийной инфраструктуре аэродинамической трубы в г. между напорным баком и вакуумными насосами. Учитывая довольно большой объем судна 150 м3 , рабочее давление может быть стабилизировано в течение длительного времени в пределах абсолютное эталонное давление лучше, чем pre f = ±50 Па, а динамическое давление лучше, чем = ±10 Па. Из-за большой вакуумной камеры возникает огромное количество теплового излучения. Энергия qre f приводит к позднему установлению температуры и непрерывному тепловому излучению от сосуд в здание лаборатории, температура которого, к сожалению, не контролируется. Поэтому, температура потока обычно может быть стабилизирована и измерена с точностью выше 0,3 K во время несколько часов тестирования.

4. Сбор данных

Помимо непрерывного журнала операций, основная архитектура сбора тестовых данных (DAQ) была перенесена на платформу реального времени National Instruments PXI-8880. в сочетании с современным пользовательским интерфейсом LabView, разработанным собственными силами. Новый платформа позволяет напрямую применять большое количество встроенных измерений оборудования или связанный контроль стороннего испытательного оборудования. Краткий обзор Доступное портфолио HGK представлено в последней главе данной статьи.

Система сбора данных позволяет записывать потоковые данные в режиме реального времени и контролировать аппаратные процессы в контуре (HIL) на высоких частотах (ВЧ) до 250 кГц и на ультра-ВЧ. до 1,25 млн отсчетов/с на различных цифровых каналах (в последнее время 96 HF и 12 ультра-HF каналы). Локальная сеть потоковой передачи данных позволяет интегрировать устройства на базе RJ-45. связь с более чем 384 каналами давления (Pressure Systems NetScanner тип 98-PK1 и тип 9116) и пятиосный блок перемещения. Данные измерений включая все метаданные о состоянии объекта, хранятся в двоичном формате TMDS, который обеспечивает высокую скорость потоковой передачи, что особенно важно при длительной нестабильной записи данных . Типичная частота дискретизации сбора данных от 10 до 20 Гц в течение нескольких секунд в установившемся режиме. государственные измерения позволяют рассчитывать неопределенность и стандартные отклонения для всех каналов данных, тогда как долговременная стабильность в течение тестового дня фиксируется в пределах непрерывная регистрация данных, как описано выше.

Machine Translated by Google

5. Квалификация поля течения во входной плоскости каскада.

Качество потока на старом предприятии HGK было превосходным. В любом случае, старый объект эксплуатировался и контролировался широко аналоговым способом. Не было никакой серьезной необходимости улучшать качество потока, кроме замены старых компонентов и расширения пределов рабочего диапазона. Одним из общих ограничений было то, что новые компоненты должны обеспечивать сравнительно хорошее или даже лучшее качество притока к испытуемому образцу, чтобы обеспечить возможность сравнения данных, полученных на старом и новом испытательном стенде. Поэтому качество потока на испытательном участке тщательно проверялось с помощью подробных измерений расхода после повторного Целью этих экспериментов была оценка однородности потока в выходной плоскости аэродинамической трубы, где обычно устанавливается испытуемый образец. Для удобства выходное отверстие аэродинамической трубы для этих экспериментов было установлено вертикально, обеспечивая совмещение вектора истечения с системой координат аэродинамической трубы. Горизонтальная ширина воздуховода оставалась постоянной и составляла W = 300 мм, тогда как три различных высоты воздуховода H = [250; 310; 500] мм характеризовались начиная с 15 мм за выходной плоскостью рабочей секции. Для создания целостного представления о поле потока во всем рабочем диапазоне были выполнены траверсы с помощью датчика давления со сферической головкой с пятью отверстиями (5HP) и датчика полной температуры в тандемной конфигурации, охватывающих все поперечное сечение канала воздуховода, перпендикулярное основному потоку. компонент до 315 точек данных каждый. Оба зонда позволили оценить однородность свойств потока pt , p и Tt , которые обычно определяют условия на входе в каскад.

Термодинамические данные были дополнены трехкомпонентными полями скорости потока, измеренными с гораздо более высоким пространственным разрешением с помощью стереоскопической велоцимметрии изображения частиц (2D-3C PIV) в тех же рабочих точках и высотах воздуховодов, что и выше. Эти измерения PIV проводились в вертикальной плоскости после выпускного отверстия испытательной секции, исходящей из плоскости траверс зонда и ориентированной параллельно основному направлению потока на половине ширины воздуховода. Подобно работе, представленной Хемницем и Нихейсом [8], было записано до 10 000 изображений PIV для статистической значимости интенсивности конвергентной турбулентности. Изображения PIV анализировались для каждой рабочей точки с использованием современного коммерческого набора инструментов обработки изображений PIV на основе кросс-корреляции окон опроса. Для краткости и сосредоточения внимания на общих доказательствах подробное обсуждение экспериментальной установки здесь опущено и читатель отсылается к соответствующей литературе, обсуждаемой в последней главе данной статьи.

Эта кампания включает определение характеристик выходной плоскости в чистом канале испытательной секции (т. е. без установленной турбулентной решетки) с указанием уровня турбулентности на земле в аэродинамической трубе, а также при повышенных уровнях турбулентности, создаваемых двумя отдельно установленными решетками, названными VIIIk и IXgK. Эти сетки обычно используются во время каскадных испытаний для моделирования интенсивности турбулентности турбомашин, см. Рисунок 7 или Kiock et al. [9].

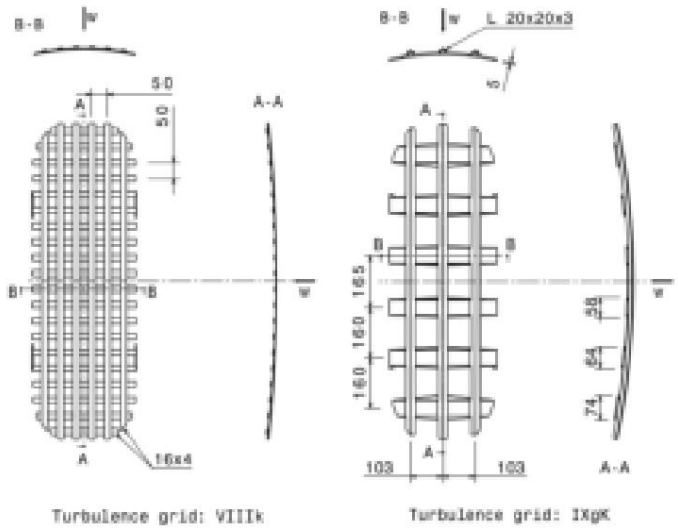


Рисунок 7. Детали геометрии двух часто используемых сеток турбулентности VIIIk (слева) и IXgK (справа).

Machine Translated by Google

Сначала слева на рисунке 8 показаны профили истечения для различных чисел Маха на выходе от 0,1 до 0,9. Эти профили были извлечены из полей PIV на высоте воздуховода 310 мм вдоль линии пересечения плоскости PIV и плоскости 5HP. Центральный и правый графики рисунка 8 показывают профили локальной неопределенности измерения PIV, а также интенсивность турбулентности TI , полученную на основе данных PIV в тех же местах для чистой испытательной секции (черный) и индивидуально оснащенной двумя сетками турбулентности. (синий и оранжевый) для двух типовых уровней числа Маха на входе каскада турбин и компрессоров Ma = [0,3; 0,59]. Все профили широко однородны на протяжении ~75% нормированной высоты туннеля, за исключением областей пограничного слоя вблизи нижней и верхней стенок канала. Поскольку определение характеристик потерь в случае каскадных испытаний обычно выполняется для центральных лопаток, расположенных на высоте середины воздуховода, однородность потока очень хорошая, и дефицит режимов пограничного слоя имеет меньшее значение.

По-видимому, распределение ТИ имеет специфический профиль, что является следствием установленных сеток турбулентности. В любом случае, результаты доказывают, что профили колебаний скорости в чистом испытательном участке в целом однородны на большой площади воздуховода и что эта однородность идеально подходит для надежного определения характеристик потерь аэродинамических профилей в зоне потока в сердечнике. Обратите внимание, что каскадное тестирование обычно не проводится без использования турбулентной сетки. Поскольку течение в турбомашинах отличается более высоким уровнем турбулентности, обычно выбирают сетку VIIIk или IXgK.

Для представления на рисунке 9 каждый отдельный профиль TI был усреднен по высоте воздуховода y/H = ±10 % вокруг центральной линии для всех доступных результатов PIV по всей карте производительности HGK. Символы на рисунке обозначают все измеренные рабочие точки. Цветные области обозначают диапазон TI для конкретной настройки турбулентности между наименьшей и наибольшей высотой воздуховода и в проверенном рабочем диапазоне. Стиль линии различает высокие (пунктирные) и низкие (сплошные) числа Рейнольдса, т.е. Re/l 4,8 × 106 и Re/l 1 × 106 соответственно. В случае наибольшей высоты воздуховода наблюдается небольшое влияние числа Рейнольдса. В сочетании с картой производительности, описанной выше, эта диаграмма позволяет оценить ожидаемую интенсивность турбулентности на входной плоскости каскада во время планирования испытательной кампании.

Комплексная оценка качества потока в плоскостях измерения представлена на рисунке 10 некоторыми показательными результатами. В отдельных полях отображаются все полученные данные измерений пневматических, тепловых полей и полей скорости для трех комбинаций чисел Маха и Рейнольдса (слева: Re/l = 1 × 106 при Ma = 0,3, в середине: Re/l = 4,8 × 106 при Ma = 0,3). = 0,3, справа: Re/l = 4,8 × 106 при Ma = 0,59), все показано для канала чистой рабочей секции без турбулентной сетки. Для этого данные пятидырочного зонда были преобразованы в абсолютные скорости потока (U5HP). Поля скорости PIV и 5HP были нормализованы по целевой скорости соответствующей рабочей точки (Uset = 103 м/с и Uset = 196 м/с соответственно). Поля скорости как в осевой, так и в боковой плоскости очень хорошо согласуются друг с другом и обнаруживают широко однородные области основного течения. Пунктирные изотермические линии представляют разницу между локальной общей температурой Tt и заданной температурой соответствующей рабочей точки. В полях температуры истечения присутствуют локально рассеянные отклонения всего в несколько десятых Кельвина. Погрешность измерения обычных резистивных термозондов, которые устанавливаются в форкамере для контроля рабочей общей температуры, обычно находится в таком же порядке. Это демонстрирует очень хорошую однородность температурного поля до тех пор, пока главный охладитель не работает на пределе своих возможностей. При работе основного охладителя на пределе мощности в сочетании с максимальными массовыми расходами наблюдались локальные отклонения температу

Machine Translated by Google

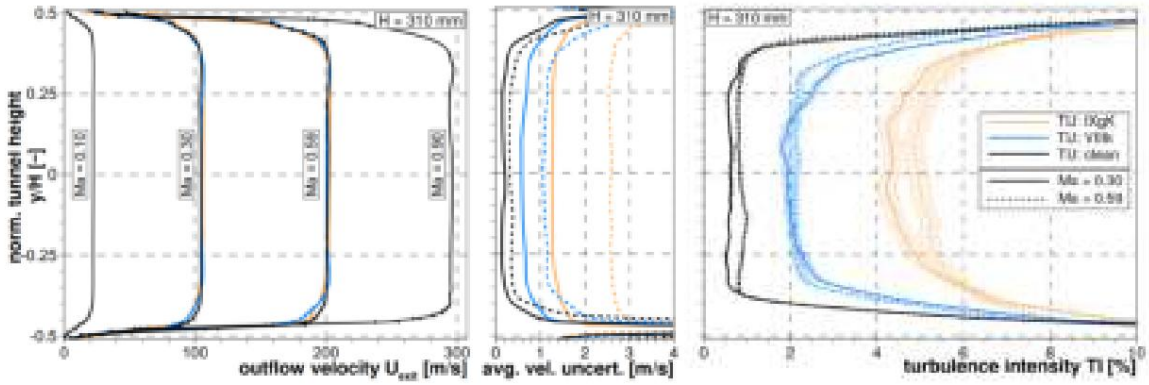


Рис. 8. Слева: Профили скорости истечения по всей высоте канала H = 310 мм при различных рабочих числах Маха, измеренные с помощью 2D-3C PIV; центр: абсолютная неопределенность скорости ср. векторное поле; справа: соответствующие профили интенсивности турбулентности, включая полосы локальных ошибок для канала чистой испытательной секции (черный-чистый) и оборудованного сетками турбулентности (синий-VIIIk; оранжевый-IXgK) при двух числах Маха на выходе Ma = 0,3 (сплошной) и Ma. = 0,59 (пунктир).

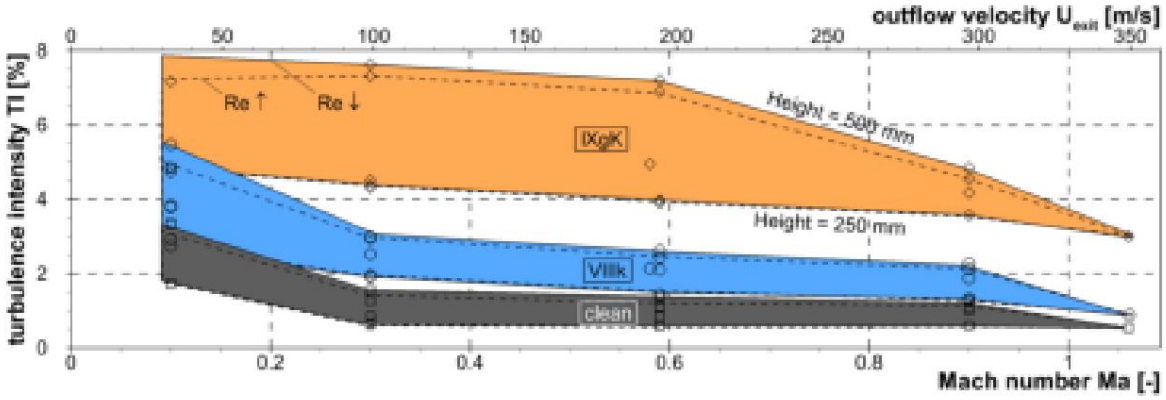


Рисунок 9. Распределение интегральной интенсивности турбулентности TI по всей карте производительности HGK. TI измерялся с помощью 2D-3C PIV и усреднялся между y/H = ±0,1 без генератора турбулентности (черный-чистый) и для обеих сеток турбулентности (синий-VIIIk) и (оранжевый-IXgK).

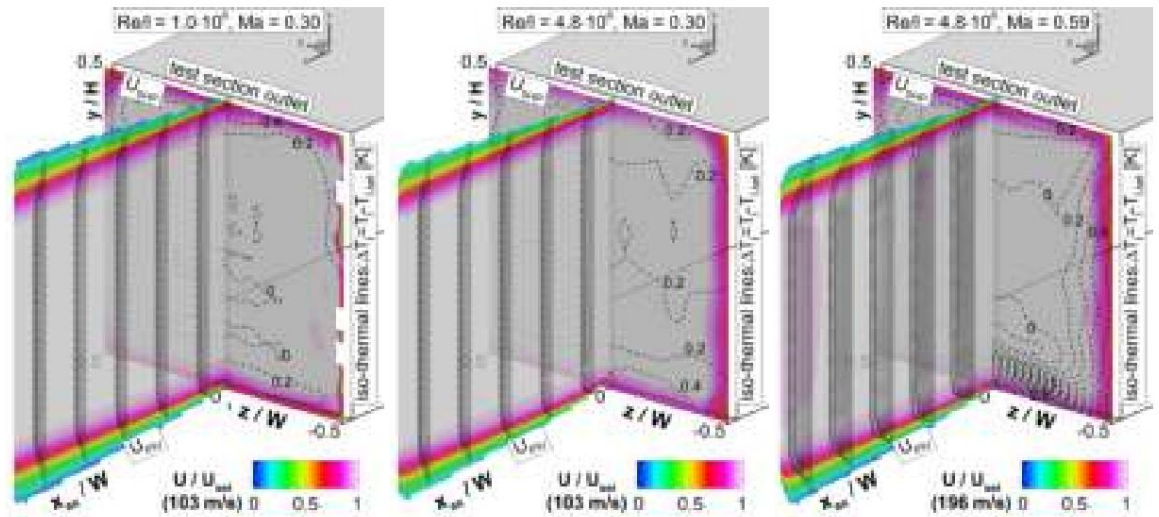


Рис. 10. Топология оттока на выходе из испытательной секции HGK, измеренная с помощью зонда с 5 отверстиями, стерео-PIV и датчика полной температуры для Re/l = 1 × 106 м-1 при Ma = 0,30 (слева), Re/l = 4,8 × 106 м–1 при Ma = 0,30 (в центре) и Re/l = 4,8 × 106 м–1 при Ma = 0,59 (справа). Штриховыми изотермическими линиями показана локальная разница температуры потока в соответствии с установкой общей температуры Tt = 30 C.

Machine Translated by Google

6. Повторяемость результатов испытаний на старой и новой установке.

Особенно с точки зрения характеристик характеристик аэродинамического профиля (например, определение потери профиля или угла истечения), необходимо было продемонстрировать, что результаты старой и модернизированной аэродинамической трубы количественно сопоставимы. между собой после повторного ввода в эксплуатацию. Повторяемость была проверена на трансзвуковом каскаде турбин низкого давления, который исследовался перед ревизией и непосредственно после повторного ввода в эксплуатацию на совершенно новой установке HGK. Поскольку известно, что рабочая точка при околозвуковом числе Маха очень чувствительна к любым изменениям, например, вызванным вновь установленными аппаратными компонентами в аэродинамической трубе, для данной конкретной оценки было выбрано число Маха на выходе каскада, равное 0,95. Примерные результаты этих исследований представлены на рисунке 11 с точки зрения местного коэффициента общей потери давления ζ и угла истечения β, тогда как коэффициент потерь был нормализован с помощью интегрального значения, полученного в ходе испытательной кампании до пересмотра. Данные были измерены в следе на длине осевой хорды 40% за трансзвуковым каскадом турбин через центральный проход лопаток с помощью миниатюрного клинового зонда собственной разработки. Как коэффициент потерь, так и распределение углов оттока демонстрируют подавляющее согласие до и после пересмотра HGK. Разница в интегральных общих потерях составляет всего 0,11% и всего 0,06 для угла выходного потока, который можно определить по неопределенности измерения, указанной полосами погрешностей на рисунке 11. Эти эксперименты подтверждают и то, и другое: неизменность высококачественной испытательной среды после ревизия и отличная повторяемость испытаний на этом испытательном стенде в целом.

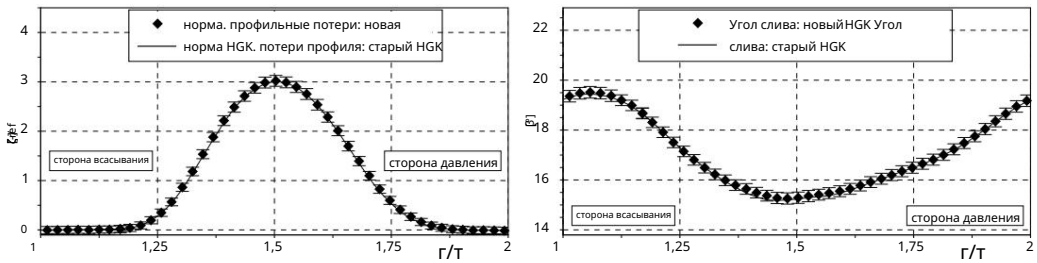


Рисунок 11. Характеристики профиля потерь (слева) и измерения угла истечения (справа) на трансзвуковом каскаде турбин до и после ревизии.

7. Доступные методы измерения

В HGK обычно применяется широкий спектр методов измерения для всех требований по характеристикам установившегося или нестационарного потока, включая как зондовые, так и неинтрузивные оптические методы, как показано на рисунке 12. Особая проблема для всех этих методов. Это среда испытаний при очень низком давлении окружающей среды (до нескольких гектопаскалей) и ограниченном доступе к испытуемому образцу внутри резервуара под давлением. Это требует, чтобы большинство перечисленных методик было адаптировано для конкретного использования в HGK. Из-за ограниченности места в этой статье, здесь можно дать только краткое описание портфеля испытательного оборудования, а читатель отсылается к последним публикациям института.

Подробности конструкции и аддитивного производства миниатюрного зонда клинового типа с пятью отверстиями, который уже упоминался в разделе выше, можно найти у Бёрнера и Нихейса [10]. Этот зонд был специально откалиброван для надежного прохождения следа при высоких числах Маха на выходе до Ma = 1,55. В этих условиях обычные тупые пятидырочные зонды со сферической головкой выходят из строя. Аберле-Керн и др. [11] успешно предложили методологию определения потерь после каскадов с учетом температурных градиентов в неадиабатических полях потока с использованием недавно разработанного комбинированного термо- и многодырочного зонда.

Machine Translated by Google

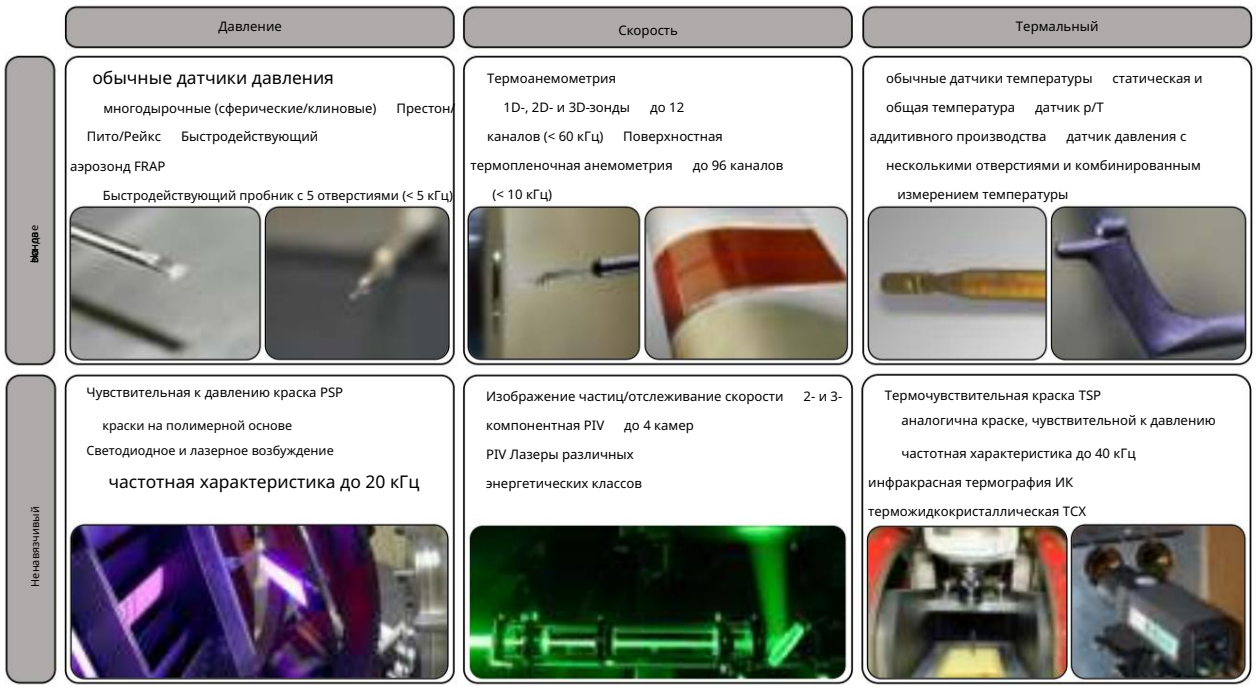


Рисунок 12. Набор методов измерения, обычно применяемых в HGK.

Помимо новейших измерений давления с помощью датчиков, применение неинтрузивных методов оптического измерения потока, например, измерения скорости изображения частиц (PIV), красок, чувствительных к давлению и температуре (P-/TSP) или инфракрасной термографии (IR-T).), был значительно повышен за последние годы. Поскольку все эти диагностические методы объединяет необходимость наличия хотя бы одной камеры, неизбежно требуется оптический доступ к испытуемому образцу. В случае, если план испытаний требует применения одного из этих методов, образец для испытаний должен быть спроектирован соответствующим образом. Светодиодные источники света с активным охлаждением, а также камеры CCD или CMOS прекрасно освещают и захватывают изображения потока даже в условиях низкого давления. Чтобы защитить калиброванные камеры (например, ИК-камеры) от воздействия вакуума, обычно требуется специальный корпус, что может усложнить экспериментальную установку. Лазерная установка PIV также более сложна по сравнению с установкой в атмосферной аэродинамической трубе, поскольку лазерную головку необходимо размещать вне барокамеры в атмосферных условиях, а путь трассировки внутри испытательной камеры может Следовательно, неизбежно необходимо ввести луч в среду низкой плотности с сильно отличающимся показателем преломления и отклонить его с помощью нескольких зеркал в интересующее место . Это достигается за счет прецизионного окна и очень тщательного выравнивания оптического пути. Начиная с 2016 года, Биттер и др. [12] представили применение комбинированных измерений PIV и PSP в HGK, чтобы с первого взгляда получить целостное представление о поле потока вокруг лопатки LPT. Хемниц и Нихейс [8] сообщили об успешных измерениях турбулентности в трехмерном поле потока после каскада турбин низкого давления при высоких дозвуковых числах Маха, ссылаясь на измерения 2D-3C PIV на трехмерную анемометрию с горячей проволокой в условиях низкой плотности. Биттер и Нихейс [13] применили тот же метод PIV, чтобы охарактеризовать влияние периодически меняющейся входной турбулентности на статистические величины потока после каскада LPT. На основе этого за это время был накоплен многолетний опыт применения неинтрузивных методов в среде HGK. Последними достижениями стали точные измерения нестационарных колебаний поверхностного давления в каскаде LPT до нескольких Паскалей с помощью нестационарной краски, чувствительной к давлению (iPSP) при частоте дискретизации 6 кГц, как сообщается в Bitter et al. [14]. Недавние мероприятия направлены на адаптацию нестационарных оптических измерений температуры с помощью нестационарной термочувствительной краски (iTSP). Первые многообещающие результаты исследования цилиндра в трансзвуковом поперечном потоке при частоте сбора данных более 20 кГц в настоящее время исследуются. Ненавязчивый, но

Machine Translated by Google

Методика измерения стационарной температуры поверхности для точных оценок теплопередачи на основе инфракрасной термографии уже доступна в HGK, см. Aberle et al. [15].

8. Резюме

После более чем 60 лет интенсивной и успешной эксплуатации высокоскоростной каскадной аэродинамической трубы в Мюнхенском университете Бундесвера эта уникальная испытательная установка недавно подверглась серьезной ревизии и модернизации. В связи с этим вся трансмиссия, осевой компрессор, масляная система и главный воздухоохладитель были заменены на более мощные компоненты, изготовленные по самым современным технологиям. Для самого сложного компонента, которым оказался осевой компрессор, наконец было найдено очень привлекательное и индивидуальное решение для замены. В течение удивительно короткого времени простоя, всего лишь четырех месяцев, была проведена вся ревизия, а также успешный повторный ввод в эксплуатацию испыт Новый HGK, наконец, имеет расширенный рабочий диапазон (например, число Рейнольдса выше на 50%), что расширяет портфель исследований для применения в стационарных газовых турбинах или исследований HPT (турбин высокого давления), которые часто запрашивались в прошлом, но никогда не могли быть выполнены. обслуживаться раньше. Испытательная установка с ее новыми функциями и оборудованием теперь отвечает всем требованиям, предъявляемым к современной испытательной установке. Новые приводы вместе с системами управления очень скоро позволят проводить длительные испытательные кампании в очень стабильных и автоматически контролируемых рабочих условиях до Ma = 0,17% и Re = 0,28%, чего раньше никогда не достигалось. Огромное разнообразие рабочих данных машины не только упрощает устранение неисправностей во время испытаний, но также позволяет осуществлять мониторинг состояния и Благодаря мощной системе сбора данных в реальном времени в сочетании со многими классическими и современными методами измерения новый HGK теперь хорошо подготовлен и еще более привлекателен для исследовательских нужд и решения задач в будущем.

Вклад автора: исследование, методология, программное обеспечение, визуализация и проверка, МБ; концептуализация, написание, рецензирование и редактирование, формальный анализ и обработка данных, RN и MB; ресурсы, администрирование проекта, надзор и финансирование, RN. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Авторы выражают особую благодарность ректору Мюнхенского университета Бундесвера Зигфриду Раппу за любезную поддержку проекта и выделение необходимого бюджета.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: авторы не предоставляют дополнительных данных.

Благодарности: Авторы благодарят Ingenieurbüro Isler AG за планирование, управление проектом и успешное завершение всей редакции. Благодарим также компанию MAN за поддержку и готовность разработать и изготовить компрессор по индивидуальному заказу для HGK. В частности, Кай Циглер из MAN внимательно прислушивался ко всем пожеланиям и требованиям института и с самого начала сделал возможным успешное сотрудничество. Особая благодарность выражается двум техническим специалистам института, Вилфриду Эрлиху и Францу Грабендорферу, которые активно поддержали пересмотр, а также бывшему главному инженеру института Рейнальдо Гомесу, оказавшему очень ценную поддержку своим глубоким опытом на этапе планирования.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

5 л.с.	зонд с пятью отверстиями
Высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба HGK в Университете Бундесвера в Мюнхене	
ИР-Т	Инфракрасная термография
ЛПТ	Турбина низкого давления
ПИВ	Измерение скорости изображения частиц
P-/TSP краска, чувствительная к давлению/температуре, эталонное условие	

Machine Translated by Google

Символы

ЧАС;	Размеры испытательной секции W (высота, ширина)
l	характерная длина
Ма	число Маха
м˙	массовый расход
Н	скорость вращения вала
п; пт	статический; общее давление
П	электроэнергия
д	динамическое давление
Re; Re/l	число Рейнольдса; Re на основе длины единицы l = 1 м
Т; Тт	статический; общая температура
ТИ	интенсивность турбулентности
ты	вектор скорости U = [u; в; ш]
β	угол истечения каскада
γ	удельная теплоемкость
ц; σ	статистические величины для стабильности работы
ζ	коэффициент полной потери давления (pt,1 pt,2)/(pt,1 pre f)

Ссылки

1. Шлихтинг, Х. Высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба переменной плотности Немецкого авиационно-технического училища в Брауншвейге; Отчет АГАРД; НАТО: Париж, Франция, 1956 г.; Том 91.
2. Шольц Н.; Хопкес, U. Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Deutschen Forschungsanstalt für Luftfahrt Braunschweig. Форш. Auf Dem Geb. Des Ingenieurwesens 1959, 25, 5. (На немецком языке) [CrossRef]
3. Штурм, В.; Фоттнер, Л. Высокоскоростная каскадная аэродинамическая труба Мюнхенского университета вооруженных сил Германии. В материалах 8-й симпозиум по методам измерения трансзвуковых и сверхзвуковых потоков в каскадах и турбомашинах, Генуя, Италия, 24–25 октября 1985 г.
4. Европейская комиссия. «Путь полета до 2050 года: европейское видение авиации», отчет Группы высокого уровня по авиационным исследованиям; Европейский Комиссия: Брюссель, Бельгия, 2011 г. [CrossRef]
5. Эктон, П.; Фоттнер, Л. Генерация нестационарных условий течения в высокоскоростной каскадной аэродинамической трубе немецкой Университет Вооруженных Сил Мюнхена. В материалах 13-го симпозиума по методам измерений, Цюрих, Швейцария, 5–6. Сентябрь 1996 года.
6. Зиглер, К.; Айзенберг, Б.; Хёрмейер, К.; Эммрих, Р.; Рессинг, Х. Разработка нового поколения осевых компрессоров для Промышленное применение – Часть 1: Конструкция и производительность компрессора. В материалах ASME Turbo Expo 2014, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.
7. Андинг, Д.; Рессинг, Х.; Хёрмейер, К.; Пиш, Р.; Циглер, К. Разработка нового поколения осевых компрессоров для промышленного применения. Приложения – Часть 2: Механика лезвия. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2014, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.
8. Хемниц, С.; Нихейс, Р. Сравнение уровней турбулентности по данным измерения скорости изображения частиц и постоянной температуры Анемометрия после каскада турбин низкого давления в условиях высокоскоростного потока. Ж. Турбомаш 2020, 142, 071008. [Перекрестная ссылка]
9. Киок, Р.; Ласковский, Г.; Хохайзель, Х. Die Erzeugung Höherer Turbulenzgrade in der Meßstrecke des Hochgeschwindigkeits- Gitterwindkanales, Брауншвейг, zur Simulation Turbo-Maschinenähnlicher Bedingungen; Технический отчет, DFVLR-FB 82-25; ДФВЛР: Брауншвейг, Германия, 1982 г.
10. Бёрнер, М.; Нихейс, Р. Разработка миниатюрного клиновидного зонда аддитивного производства, оптимизированного для 2D трансзвукового следа Измерения расхода. В материалах XXIV симпозиума по измерительным методам в турбомашиностроении, проводимого раз в два года, Прага, Чехия, 29–31 августа 2018 г.
11. Аберле-Керн, С.; Нихейс, Р.; Рипплингер, Т. Определение потерь в линейном каскаде с учетом тепловых эффектов. Аэронавт. Дж. 2020, 124, 1592–1614. [Перекрестная ссылка]
12. Горький, М.; Курц, Дж.; Келер, СЖ; Нихейс, Р. Исследования лопатки турбины низкого давления с помощью одновременной оптической оптики. измерения скорости и давления. В материалах 18-го Международного симпозиума по применению лазерных методов в Fluid Mechanics, Лиссабон, Португалия, 4–7 июля 2016 г.
13. Горький, М.; Нихейс, Р. Влияние периодической турбулентности притока на статистику следа линейного каскада LPT в реактивном двигателе Соответствующие условия испытаний. В материалах 13-го Международного симпозиума Particle Image Velocimetry-ISPIV 2019, Мюнхен, Германия, 22–24 июля 2019 г.
14. Горький, М.; Стотц, С.; Нихейс, Р. Об измерениях амплитуды и фазы давления с высоким разрешением, сравнивающих быстродействие Датчики давления и нестационарная краска, чувствительная к давлению. Ж. Турбомах 2021, 143, 031012. [CrossRef]
15. Аберле, С.; Биттер, М.; Хефлер, Ф.; Карретеро Бениньос, Дж.; Нихейс, Р. Реализация метода инфракрасной калибровки на месте для Точные измерения теплопередачи на линейном каскаде. Ж. Турбомах 2019, 141, 021004. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние расчетных параметров на потери и поток вниз по течению Однородность поля в сверхзвуковом радиальном притоке ORC Статоры турбин

Алессандро Каппиелло * и Рафаэле Туччилло

Факультет промышленной инженерии, Неаполитанский университет имени Федерико II, 80125 Неаполь, Италия; raffaele.tuccillo@unina.it

* Переписка: alessandro.cappiello@unina.it

Аннотация: При проектировании турбин с органическим циклом Ренкина (ORC) часто приходится иметь дело с трансзвуковыми потоками из-за требований к эффективности цикла и согласования температурных профилей с источниками и поглотителями тепла, а также природы органических жидкостей, часто имеющих высокомолекулярные свойства. масса. Следовательно, использование конвергентно-расширяющихся статоров турбин широко признано в опубликованной литературе как решение для использования как в машинах с осевым, так и радиальным притоком. В частности, что касается последней компоновки, доступные рекомендации по проектированию все еще ограничены. В настоящей работе представлены результаты исследования серии сужающихся-расширяющихся сопел радиально-входного типа ORC, отличающихся числом лопаток и расчетным металлическим углом выхода. Эти статоры были спроектированы путем установки расширяющейся части сопла минимальной длины с острыми краями, рассчитанного с помощью метода характеристик (MoC), адаптированного к плотным газам, в статор турбины с радиальным впуском. Геометрия была проанализирована с помощью стационарных расчетов RANS CFD, и результаты были использованы для оценки влияния конструктивных параметров на потери в сопле и однородность поля потока на выходе, показав, что существуют противоречивые тенденции между оптимальной эффективностью статора и оптимальным потоком на выходе. однородность поля.

Ключевые слова: органический цикл Ренкина; метод характеристик; сверхзвуковой статор; турбина радиального притока

Цитирование: Каппиелло, А.; Туччилло, Р. Влияние расчетных параметров на потери и поле потока ниже по течению Однородность в сверхзвуковых статорах турбин с радиальным впуском ORC. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 38. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030038.

Академический редактор: Франческо Мартелли

Поступила: 26 мая 2021 г.
Принято: 12 августа 2021 г.
Опубликовано: 6 сентября 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Органические циклы Ренкина (ORC) требуют, чтобы органическая среда функционировала в термодинамических состояниях, определяемых соответствием температурных профилей источникам и поглотителям тепла, что часто приводит к большим коэффициентам расширения. Кроме того, высокая молекулярная масса, которой часто обладают органические жидкости, приводит к низким значениям скорости звука [1], что, в свою очередь, приводит к возникновению сверхзвуковых потоков при разряде статора [2]. Авторы [3] провели исследование конструктивного пространства турбины с радиальным впуском (RIT) с использованием модели средней линии и параметрического анализа, показав, что для достижения удовлетворительной эффективности с типичными конфигурациями цикла в масштабе десятков киловатт числа Маха разряда статора достигают уровней, которые обычно требуют сужающихся-расширяющихся ста

Что касается конструкции сужающихся-расширяющихся сопел, конфигурация турбины с осевым потоком использует более широкие ранее существовавшие знания, связанные с идеальными газами, например, [4–6], в основном полученные из предыдущего опыта работы с высоконагруженными ступенями [7] и вспомогательные силовые турбины, такие как ракетные турбонасосы [8]. С другой стороны, опубликованная литература, посвященная использованию сверхзвуковых статоров RIT для расширения воздуха или других идеальных газов, скудна. Заметным исключением является работа Райхерта и Саймона [9], в которых представлены конструкция и анализ сужающихся-расширяющихся сопел РИТ для различных чисел Маха нагнетания.

Сложившаяся практика проектирования трансзвуковых статоров независимо от того, имеет ли турбина компоновку осевого или радиального расположения, использует известный метод характеристик [10] для расчета расширяющейся секции, которая затем компонуется в

Machine Translated by Google

ряд насадок. Однако традиционный МОС, который предполагает, что жидкость представляет собой идеальный газ, не может быть использован для органической среды, и о его первом применении к плотным парам газа сообщили Альдо и Аргроу [11]. С тех пор несколько авторов занимались проектированием и анализом отдельных тестовых случаев конвергентно-расширяющихся статоров ORC с радиальным притоком, например, адаптацией существующего RANS-решателя к реальным потокам газа [12] и последующим сравнением различных решатели потока, модели турбулентности и модели жидкости [13], а также исследования по оптимизации формы, например, [14,15]. Кроме того, за прошедшие годы было представлено несколько методов проектирования сверхзвуковых лопаток ORC с радиальным притоком, например, метод Уиллера и Онга [16] в предположении политропной зависимости при моделировании жидкости, а также метод Ананда и др. ал. [17]; кроме того, замена рабочей жидкости на сверхзвуковые статоры с радиальным притоком была исследована Уайтом и др. [18]. Однако всеобъемлющие рекомендации по проектированию по некоторым параметрам проектирования по-прежнему недоступны.

Из каскадов осевых турбин известно, что в условиях сверхзвукового разряда решающую роль играет форма заднего всасывания, поскольку она отражает волны расширения от расширения Прандтля-Мейера вокруг задней кромки (TE), а также ударные волны, возникающие в TE соседней лопатки. В конце концов, изогнутая незакрытая сторона всасывания также будет ответственна за образование дополнительных волн. Следовательно, форма задней всасывающей стороны может влиять на однородность поля потока ниже по потоку.

Что касается сужающихся-расширяющихся сопел RIT, было обнаружено, что прямая непокрытая сторона всасывания увеличивает неравномерность на выходе, влияя на распределение числа Маха и угла потока по тангажу [17]. В конечном итоге это может привести к увеличению потерь из-за возникающего в результате процесса смешивания, а также к повышенной неустойчивости, наблюдаемой в последующем ряду лопастей, что также может вызывать беспокойство с конструктивной точки зрения. В этом отношении Ринальди и др. [19] выполнили нестационарные расчеты с использованием сверхзвукового ORC RIT и обнаружили, что крутящий момент сильно колеблется (даже меняя знак при определенных условиях эксплуатации), а также наличие тангенциальных и радиальных сил на лопатке несущего винта, возникающих в результате ударных волн, падающих на и отсоединение от лопасти несущего винта; кроме того, было замечено, что одним из основных факторов потерь является отрыв пограничного слоя из-за взаимодействия ударных волн в

Конструкция статора призвана соответствовать некоторым типичным характеристикам, таким как число Маха на выходе и угол потока. Независимые переменные, выбранные для достижения этих целей, включают количество лопастей и угол металла на задней кромке. Этот выбор позволяет активировать процедуру проектирования прохода статора, эффективность которой затем проверяется с помощью базового моделирования потока CFD. Что касается первой переменной, можно предвидеть противоречивые тенденции: увеличение количества лопастей увеличивает направление потока, но, с другой стороны, также увеличивает площадь смачиваемой поверхности и, в конечном итоге, потери. В условиях сверхзвукового разряда картина еще больше усложняется наличием волн, отражающихся от открытой стороны всасывания и играющих роль в однородности поля течения ниже по пото Что касается угла выходного потока, то с точки зрения эффективности желательно увеличить его значение (особенно при малых удельных скоростях) [20]. Для конвергентно- расширяющихся статоров осевых турбин было показано, что увеличение угла потока на выходе приводит к увеличению потерь смешения на выходе и неравномерности поля потока, поскольку след находится ближе к стороне всасывания соседней лопатки [21]. С другой стороны, соответствующая литература по этой теме, касающаяся сужающегося-расширяющегося сопла RIT, немногочисленна. Наконец, число Маха разряда определяет уровень сжимаемости и величину потерь на ударные волны в случае сверхзвукового разряда.

Целью данной работы является оценка влияния совокупного влияния числа сужающихся-расширяющихся лопаток ORC и угла выхода металла на потери и однородность поля потока на выходе, а также исследование существования оптимальных комбинаций этих параметров. Для этого по собственной программе на основе метода характеристик (MX), адаптированного к плотным газам, была спроектирована серия конфузорно-расширяющихся сопел РИТ с различным числом лопаток и углом выхода металла. Затем геометрические формы были проанализированы и сравнены с помощью расчетов CFD.

Machine Translated by Google

2. Методология В

этом разделе описывается методология, используемая для настройки и анализа тестовых примеров, и он организован следующим образом: раздел «Метод характеристик» описывает реализацию алгоритма для определения размера расширяющейся стороны сопла RIT; в разделе « Проектирование радиальной лопатки» представлены методы встраивания расширяющейся части сопла в радиальную лопатку, а также метод параметризации лопатки и его входные данные; и Настройка CFD описывает настройку численных расчетов для анализа и сравнения нескольких геометрий.

2.1. Метод характеристик

Как известно, принятие формы звуковой линии позволяет проектировать сверхзвуковую область трансзвукового сопла независимо от дозвуковой [22]. Последний затем можно сконструировать для получения желаемой формы звуковой линии [23]. Проектирование расширяющейся части обычно выполняется с помощью МОС [10], хотя для применения в плотных газах требуется адаптация .

В настоящей работе расчет расширяющейся части сверхзвуковых сопел выполнен с помощью адаптированного метода характеристик для двумерного сопла минимальной длины с острыми кромками и прямой звуковой линией в предположении стационарного изэнтропического , невязкое течение. Код реализован в среде MATLAB, а свойства жидкости рассчитываются через ссылку на термодинамическую библиотеку CoolProp [24].

Проектирование расходящейся области предполагает задание входной полной температуры и полного давления, равных таковым на входе в сопло, а также заданного числа Маха на выходе из сопла вместе с указанием рабочего тела. Соответствующее статическое давление в горловине (M = 1) и целевое число Маха (оба достигаются за счет изэнтропического расширения) вычисляются итеративно с помощью метода брекетинга. Впоследствии функция Прандтля–Мейера ν , соответствующая целевому числу Маха, вычисляется посредством численного интегрирования системы уравнений (1)–(4), адаптированной из работы Крамера и Крикенбергера [25], с начальными значениями свойств потока, оцененными при горловина насадки.

После того, как известна общая функция Прандтля-Мейера, необходимая для доведения жидкости до желаемого числа Маха на выходе, расчет формы расходящегося сопла и свойств потока на сети характеристик выполняется на основе алгоритма Ванко и Голдмана [26].

$$\frac{d\nu}{dB} = \frac{M2 \quad 1}{BM2}^{1/2} \tag{1}$$

$$\frac{dM}{dB} = \frac{M}{B} \tag{2}$$

$$J = 1 \quad \Gamma \quad M \quad 2 \tag{3}$$

$$\Gamma = EoS(V, s \quad) \tag{4}$$

Расширение Прандтля-Мейера, возникающее в углу горла, дискретизируется на заданное пользователем количество правосторонних волн (RR), синие линии на рисунке 1a, которые отражаются как левые волны (LR), красные линии на рисунке 1a. , на центральной линии. Последнее семейство волн встречается с верхним контуром сопла, форма которого нейтрализует их.

Угол потока φ, функция Прандтля–Мейера ν и угол Маха μ в каждой из ячеек, ограниченных сеткой характеристик, могут быть вычислены, как и в случае идеального газа; однако, поскольку соотношение между ν, локальной скоростью звука в горловине и локальным числом Маха, использованное в [26], неприменимо к плотным газам, алгоритм модифицируется с использованием соотношения ν-числа Маха из работы. [25]. Наклоны линий Маха для волн RR и LR определяются выражениями tan(μ + φ) и tan(μ φ) соответственно. Как в Ref. [26] используются средние значения соседних ячеек.

Machine Translated by Google

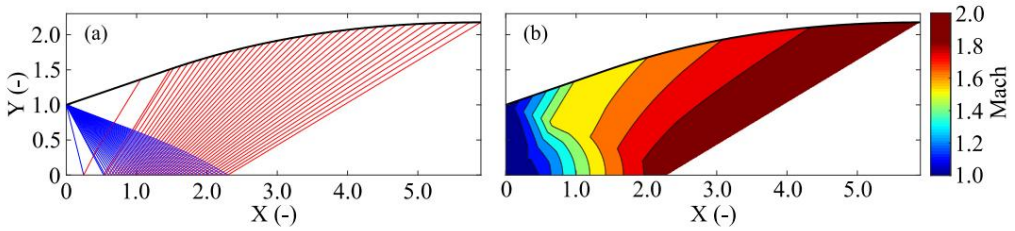


Рисунок 1. Конструкция сужающегося-расширяющегося сопла: (а) Характеристическая синяя линия: волны, бегущие вправо, красные линии: волны, бегущие влево; (б) Контур числа Маха области расхождения сопла по методу характеристик.

Знание наклонов характеристических линий позволяет определить местоположение (в терминах координат X и Y) каждого пересечения характеристических линий и построить характеристическую сеть (рис. 1a), хотя для внутренних точек, осевой линии сопла и сопла требуются разные уравнения. контурные точки. Более подробную информацию о процедуре расчета можно найти в работе. [26].

Применение метода характеристик, адаптированного к плотным газам, приводит к расчету безразмерной формы контура сопла по половине ширины горла вместе с распределением свойств потока, начиная с M = 1 (прямая звуковая линия на расходящемся входе в канал) до до однородного целевого значения числа Маха на выходе из с
На рисунке 1 показана результирующая сетка характеристик (с уменьшенным количеством волн для удобства чтения), полученная MoC для образца полусопла, расширяющего R245fa до целевого числа Маха 1,89; синие и красные линии относятся к волнам RR и LR соответственно. На рисунке 1b показано соответствующее распределение числа Маха, рассчитанное MoC для того же сопла.

На рис . 2 представлена результирующая верхняя полуформа (обезразмеренная по ширине входного отверстия) расходящегося сечения сопла, полученная с помощью адаптированного MOC для нескольких рабочих жидкостей, расширяющихся от одинаковых приведенных общего давления (p0/pc) и общей температуры. (T0/Tc), как показано на рисунке 1, для двух значений числа Маха нагнетания. Этот рисунок позволяет получить впечатляющее представление о влиянии рабочего тела и целевого числа Маха на размеры сопла. В связи с этим на рисунке 2 видно , что при заданном целевом значении числа Маха рабочее тело влияет как на длину, так и на площадь разряда сопла. Последнее можно лучше визуализировать с помощью увеличенного изображения выходной области, представленного на рисунке 2a, где также указан средний показатель политропы k. Этот параметр вычисляется путем линейной регрессии log(ρ/ρ0) и log(p/p0) по 1000 точкам в пределах изэнтропического расширения от давления на входе до давления на выходе. Такой подход позволяет качественно понять влияние рабочего тела на форму сопла, хотя и большие расхождения Маха между средним значением k и локальным наклоном зависимости log(p/p0) от log(p/p0) возникают по мере приближения к критической точке. Однако стоит отметить, что во всех случаях и, в конечном итоге, на рисунке 2a, R2 линейной регрессии было значительно выше 0,998.

со значением функции Мейера ν. Фактически известно, что для целевого представленное значение

Как видно из рисунка 2a, чем ниже средний показатель политропы k, тем больше длина сопла и ширина выпускного отверстия. Это явление является следствием влияния k на значение функции Прандтля-Мейера ν. Действительно, известно, что при заданном числе Маха уменьшение значения k приводит к более высокому требуемому значению функции Прандтля–Мейера ν и, в конечном итоге, к большему размеру сопла [16]. Как и ожидалось, увеличение целевого числа Маха увеличивает длину сопла и ширину выпускного отверстия, рисунок 2.

Machine Translated by Google

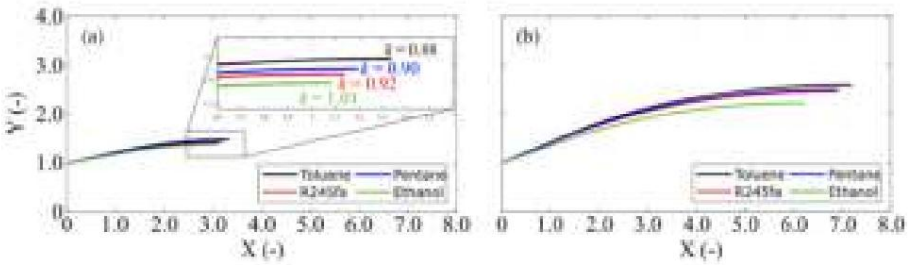


Рис. 2. Верхняя половина расходящегося сечения сопла из адаптированного МОС для нескольких органических жидкостей при p0r = 0,767, T0r = 1,028: (a) — заданное число Маха = 1,6; (б) целевое число Маха 2,0.

2.2. Конструкция

радиальной лопатки После расчета безразмерной формы расширяющейся части сопла можно изменить ее размер и превратить ее в лопатку RIT в соответствии со следующей процедурой.

Во-первых, контур сопла необходимо масштабировать до нужного размера, чтобы он соответствовал расчетному массовому расходу. В связи с этим следует напомнить, что высота лопаток, как правило, не является произвольным выбором, поскольку обычно она определяется предварительной конструкцией ротора. Следовательно, в настоящем методе проектирования оно рассматривается как значение, заданное пользователем, и используется для расчета фактической ширины горловины следующим образом:

$$A = \frac{\dot{M}}{\bar{\rho} \, a^* \, b} \tag{5}$$

Далее контур сопла масштабируется на A /2 и создается его зеркальная половина относительно горизонтальной оси. В связи с этим стоит отметить, что для расчета ширины горла сопла (A*) не применяется поправка на пограничный слой, что может привести к несколько меньшему массовому расходу, чем расчетный.

Кроме того, пригодность аппроксимаций была проверена по результатам CFD, и она оказалась удовлетворительной, поскольку среднемассовое число Маха из CFD в точке A* составляет 1,04, а разница между средневзвешенным по массе CFD и целевым числом Маха в точке AE также находится в пределах 1%.

Первая задняя кромка (TE) рисуется путем установки полукруга радиуса RTE в координатах (0, Rout + RTE) и выравнивания ее по расчетному металлическому углу выпускного отверстия, рис . 3. Затем расходящаяся область сопла в правом масштабе имеет вид сдвинут так, что последняя точка правого контура лежит в точке f, и он повернут для совмещения с углом выходного металла относительно радиального направления.

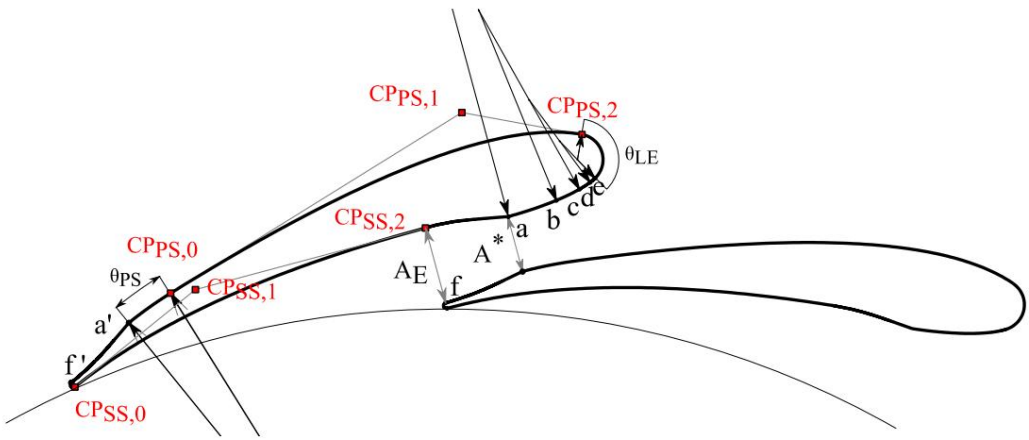


Рис. 3. Метод параметризации лопаток турбины с радиальным притоком.

TE и правый контур сопла вращаются вокруг углового шага 2/(2π/Z), образуя сверхзвуковую часть напорной стороны лопатки (a' – f').

Machine Translated by Google

Непокрытая сторона всасывания строится с помощью полинома Безье 2-го порядка, две части которого касаются конца стороны всасывания контура сопла и окружности TE; контрольные точки CPSS, 0, CPSS, 2 и CPSS, 1 задаются первой точкой повернутого круга TE, последней точкой контура сопла на стороне всасывания и пересечением двух касательных к CPSS, 0 и CPSS, 2 соответственно.

Дозвуковая часть стороны всасывания вместе с передней кромкой (LE) построена в соответствии с параметризацией лопатки Райхерта и Саймона [9] посредством серии дуг окружностей уменьшающегося радиуса от внутренней горловины (A на рис. 3) к передней кромке, чтобы радиус кривизны был больше там, где уклоны выше.

Дозвуковая часть напорной стороны состоит из окружности (a'-CPPS,0) с тем же радиусом и угловой протяженностью (θPS), что и первая окружность дозвуковой конструкции нагнетательной стороны (a–b), и круга Безье 2-го порядка. полином, определенный как в случае непокрытой стороны всасывания.

Наконец, следует подчеркнуть, что, хотя количество лопаток является независимой переменной, настоящий метод расчета не позволяет определить жесткость ряда лопаток, поскольку хорда лопаток является результатом процедуры расчета.

2.3. Настройка CFD

Технические характеристики статора, например, углы потока на входе и выходе и высота лопаток, взяты из одного из тестовых случаев, исследованных в предыдущей работе авторов [3] , который описывает предварительный проект RIT, выполненный с помощью собственной средней линии. код, связанный с термодинамической библиотекой CoolProp [24]. Более конкретно, выбранный тестовый пример предполагает R245fa в качестве рабочей жидкости, которая имеет степень объемного расширения 14 при общей температуре и давлении на входе 439 K и 28 бар соответственно. Кандидат в турбину был выбран среди конвергентных случаев параметрического анализа, отбросив случаи с невыполнимой геометрией, чрезмерным поворотом потока ротора и слишком малой высотой лопаток статора (менее 2 мм).

Лопасти RIT, построенные с использованием описанной выше процедуры, были позже исследованы с помощью вязких стационарных расчетов RANS 3D CFD, выполненных решателем ANSYS Fluent® версии 17.1. Все расчеты проводились с помощью решателя на основе плотности с неявной формулировкой и числом Куранта = 5. Для схемы потока был выбран метод Roe-FDS. Что касается пространственной дискретизации, для реконструкции градиента использовалась схема на основе ячеек наименьших квадратов , тогда как для потока и турбулентности была выбрана дискретизация второго порядка против ветра . Наконец, модель SST k ω была использована для замыкания турбулентной задачи. Термодинамические свойства реального газа оценивались с помощью REFPROP [27] с помощью встроенных программ Fluent. Что касается проверки сходимости, перед переключением на пространственную дискретизацию второго порядка было получено решение первого порядка.

Область жидкости, показанная на рисунке 4 вместе с сеткой для случая угла наклона металлического угла 15 лопаток – 75°, была расширена вверх и вниз по потоку относительно лопатки , чтобы избежать нефизических решений, с вращательно-периодическим граничным условием на стороны домена. Стенки ступицы, бандажа и лопатки считались адиабатическими с условиями прилипания. Граничные условия потока задавались через полное давление и температуру, а также углы направления потока на входе и статическое давление на выходе. Статическое давление на выходе 3,25 бар было задано для достижения статического давления во входной плоскости ротора (R4 на рисунке 4), близкого к давлению, рассчитанному в предварительном проекте турбины, упомянутом выше. Наконец, была активирована опция сильного усреднения, чтобы избежать отражения волн на границе выхода.

Machine Translated by Google

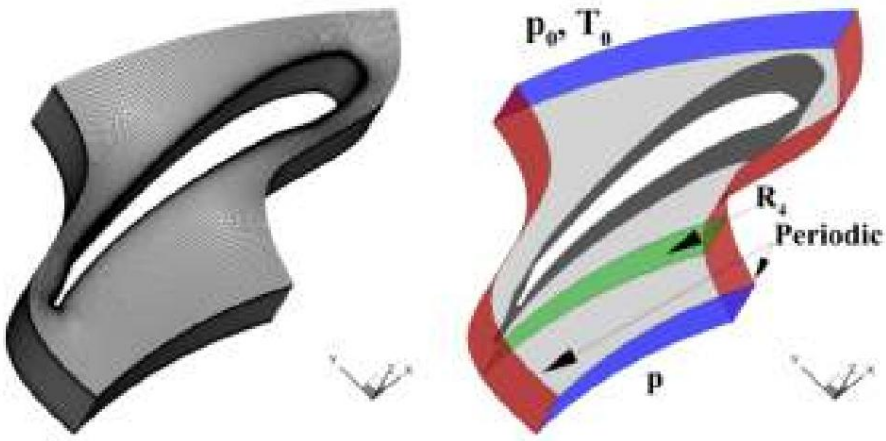


Рис. 4. Сетка и расчетная область для случая металлического уґла лопасти 15–75° .

Все сетки настроены в ANSYS TurboGrid; уменьшить вычислительные затраты,
й + был установлен на 25 на стенах, используя функции стен.

2.4. Чувствительность сетки

Анализ чувствительности сетки проводился на одной геометрии с промежуточными характеристики по отношению к исследованному набору профилей, как указано в таблице 1. Четыре размеры сетки использовались для исследования сходимости сетки, установленной путем уточнения среднее расстояние h = 3 Объем/Количество ячеек и сохраняя коэффициент уточнения r = hcoarser/hfiner всегда выше 1,3 от каждой сетки к более мелкой, таблица 2.

$$h = \sqrt[3]{\text{Количество ячеек объёма}/}$$

Таблица 1. Характеристики лопасти для анализа чувствительности сетки.

запись	Ma4	c (мм)	3	βм ( )	A* (мм)	R3 (мм)
5,86 × 106	1,66	12,8	15	75	1,36	22

Таблица 2. Данные сетки для анализа сходимости сетки.

Сетка #	Объем (м3)	Количество ячеек (106)	ч (м)	р
1	1,54 × 10–7	0,122	1,08 × 10 4	-
2	1,54 × 10–7	0,287	8,12 × 10–5	1.33
3	1,54 × 10–7	0,679	6,10 × 10–5	1.33
4	1,54 × 10–7	1,604	4,58 × 10–5	1.33

Число.

В таблице 3 представлены изменения в зависимости от размера ячейки усредненных по массе результатов коэффициентов производительности и нескольких интересующих величин, выраженные в процентах. относительно самой мелкой сетки. Как можно заметить, такие различия уже очень невелики.

начиная со второй сетки. Однако, несмотря на столь малые изменения осредненных по массе величин в 22
зависимости от размера сетки, анализ питч-распределений в середине размаха (при
входной радиус ротора R4), показанный на рисунке 5, демонстрирует очень резкие изменения. Последний может можно объяснить как расширительными вентиляторами, так и ударными волнами, исходящими от задней кромки лопатки, который кажется значительно сглаженным более грубыми сетками.

1,08
1,54 8.12
1,54 6.10
1,54 4,58

Machine Translated by Google

Таблица 3. Процентное изменение соответствующих величин в зависимости от размера ячейки: за основу взята самая мелкая сетка.

		Сетка #			
		1	2	3	4
α4 (%)	p4 (%)	2,2710	1,0476	0,4601	0
	α4 (%)	0,2484	0,0786	0,0418	0
ζ (%)	Ek4 (%)	-0,7188	-0,3013	-0,0959	0
	M4 (%)	-0,3212	-0,2014	-0,1476	0
	ζ (%)	-8,4196	-2,3310	0,6954	0
	s (%)	-12,031	-3,8900	0,0304	0
ηs (%)	ηs (%)	0,6587	0,1997	-0,0247	0
	p4 (%)	2,2710	1,0476	0,4601	0

Число.

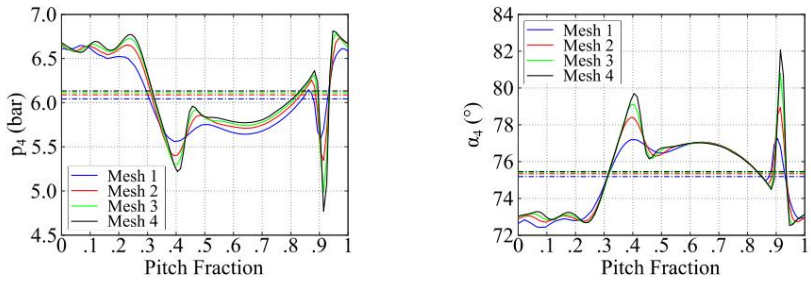


Рисунок 5. Влияние размера сетки на распределение шага в середине размаха на входном радиусе ротора (сплошная линия) и среднее значение (штрихпунктирная линия): статическое давление; абсолютный угол потока.

В частности, рассчитаны распределения давления по тангажу и углам потока в середине пролета. в случае самой крупной сетки, рисунок 5, представлены различия с пиками около 20% с уважение к тончайшей сетке. Исходя из этих соображений, поскольку в центре внимания работы в основном зависит от однородности поля потока ниже по течению, было решено продолжить средний шаг ячеек h, соответствующий шагу третьей сетки. Этот выбор позволил повышение разрешения расширительных вентиляторов и ударных волн, которые, по-видимому, придают наибольший вклад в неравномерность тона.

3. Результаты

Различные лопатки RIT были спроектированы с использованием метода, представленного в методический раздел. Девять геометрий для параметрического анализа различаются количеством лопастей. Z (10, 15 и 20) и угол выходного металла βm (70 , 75 и 80). Расстояние между статором задняя кромка и вход ротора оставались постоянными для всех случаев и равными значению найдено в схеме средней линии. Толщина TE задавалась в процентах от площади внутреннего горла. (A*), чтобы вызвать одинаковый эффект блокировки в каждом случае. Таким образом, фактическая блокировка зависит только от роста пограничного слоя. Полученное соотношение толщины TE к шагу соотношение составляет около 1,49 × 10 2 .

Что касается ввода целевого числа Маха (ME) для метода характеристик, то было решено оставить его на фиксированном уровне 1,55. Последнее ниже проектного Маха. число на выходной плоскости статора из расчета средней линии (1.66), что обеспечивает поток подвергается дальнейшему расширению до выходного патрубка статора. Это расширение ядра сопла выход (плоскость E на рисунке 3) в плоскость TE может оказывать стабилизирующее воздействие на границу слой и, следовательно, может быть полезным. Полученные расчетные коэффициенты расширения в сопле ядро (плоскость горла E) и полулопастная область — 2,14 и 1,27 соответственно.

Ниже приведены результаты численных расчетов по геометрии. представлено. Во-первых, статическое давление, число Маха и распределение полного давления в середине пролета. показаны для случая металлического угла выпускного отверстия 15 лопаток – 75° на рисунке 6 с суперпозицией линий тока. Это позволяет визуализировать веера расширения и волны сжатия, которые можно четко различить по отклонению линии тока, рис . 6а,б; и по Дефект полного давления в следе за задней кромкой, рисунок 6в.

Machine Translated by Google

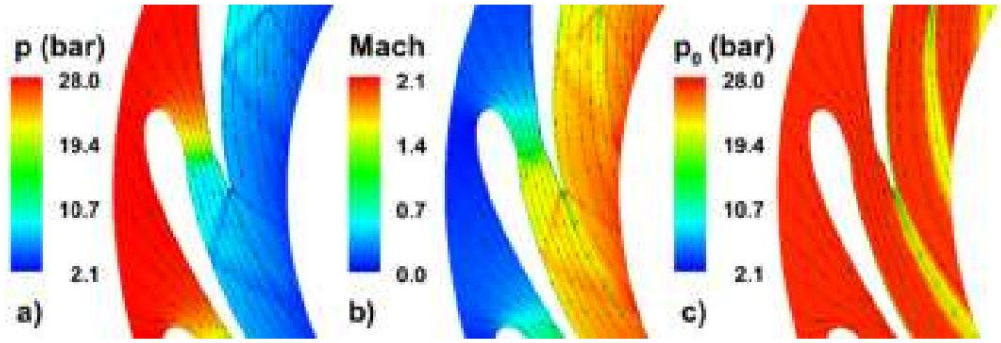


Рис. 6. Распределение металлического угла 15 лопаток – 75° в середине пролета: (а) статическое давление; (б) число Маха ; в) общее давление.

Более точное представление как о характеристиках поля потока, так и о неоднородностях ниже по потоку представлено в следующем разделе с помощью контуров между лопатками в середине пролета вместе с распределениями по шагам в середине пролета, что позволяет оценить влияние угла металла и количества лопаток.

3.1. Структуры потока

С целью исследования характерных особенностей структур потока, а также влияния конструктивных параметров, распределения градиента давления между лопатками в середине пролета представлены для 9 геометрий на рисунке 7. Некоторые общие черты можно определить с точки зрения правого (RR) и левого (LR) расширительных вентиляторов, во внутреннем горловине A* на рисунке 3, вместе с хорошо известным сверхзвуковым потоком на задней кромке, который также типичен для осевых статоров турбин. В частности, последний состоит из: • расширительного

- вентилятора LR (метка A, рисунок 6); •
- Амортизатор LR (метка B), расположенный после расширительного
- (теги E' и • вентилятор расширения RR, который затем отражается на стороне всасывания соседней лопатки как
- 5', волна расширения LR (тег C);
- • Удар RR отражается как удар LR (метка D) на стороне всасывания соседней лопатки. начало

вентилятора A; упомянутые наборы волн, еще одна своеобразная структура непокрытой стороны засасывания (тег E', Кроме упомянутых выше наборов волн, можно наблюдать еще одну своеобразную структуру (метки E' и ближе к задней кромке (тег. E'', E», рис. 7), т.е. , два набора волн сжатия LR в проходе, возникающих из-за непрямой формы задней стороны всасывания. Первая из них расположена примерно в начале непокрытой стороны всасывания (метка E', рисунок 7), а вторая может. быть обнаружены ближе к задней кромке (тег. E», рис. 7). Стоит отметить, что места, расположенные сразу после плоскости выхода сердечника сопла, могут быть найдены (тег E'). Волны сжатия прохода LR, по-видимому, сильно зависят от количества лопастей, а первый набор (метка E') на выходе представляет собой комбинацию металлических углов в результате метода параметризации лопастей.

Фактически, в случаях с наибольшим углом металла только край волн сжатия LR в проходе (метка E'') расположен сразу за плоскостью выхода сердечника сопла (метка E'). И наоборот, в тех случаях, когда присутствует только второй набор (тег E''), в случаях промежуточного металлического угла первый набор (тег E') смещается вниз по потоку и можно увидеть второй набор волн сжатия (хотя и очень слабой интенсивности). к задней кромке (метка E»).

В конечном счете, в случаях с малым металлическим углом присутствует только второй комплект (метка E”) из-за различного распределения кривизны задней стороны всасывания. Наконец, стоит отметить , что в случае с числом лопаток 20 и углом выхода металла 70° (рис. 7) расположение волн сжатия LR в проходе настолько близко к задней кромке, что отличить их от задний амортизатор LR (метка B). На самом деле, такие волны почти сливаются при движении вниз по течению, что затрудняет идентификацию веера расширения (метка A).

Machine Translated by Google

край (метка E'').

присутствует только второй набор (тег E''),

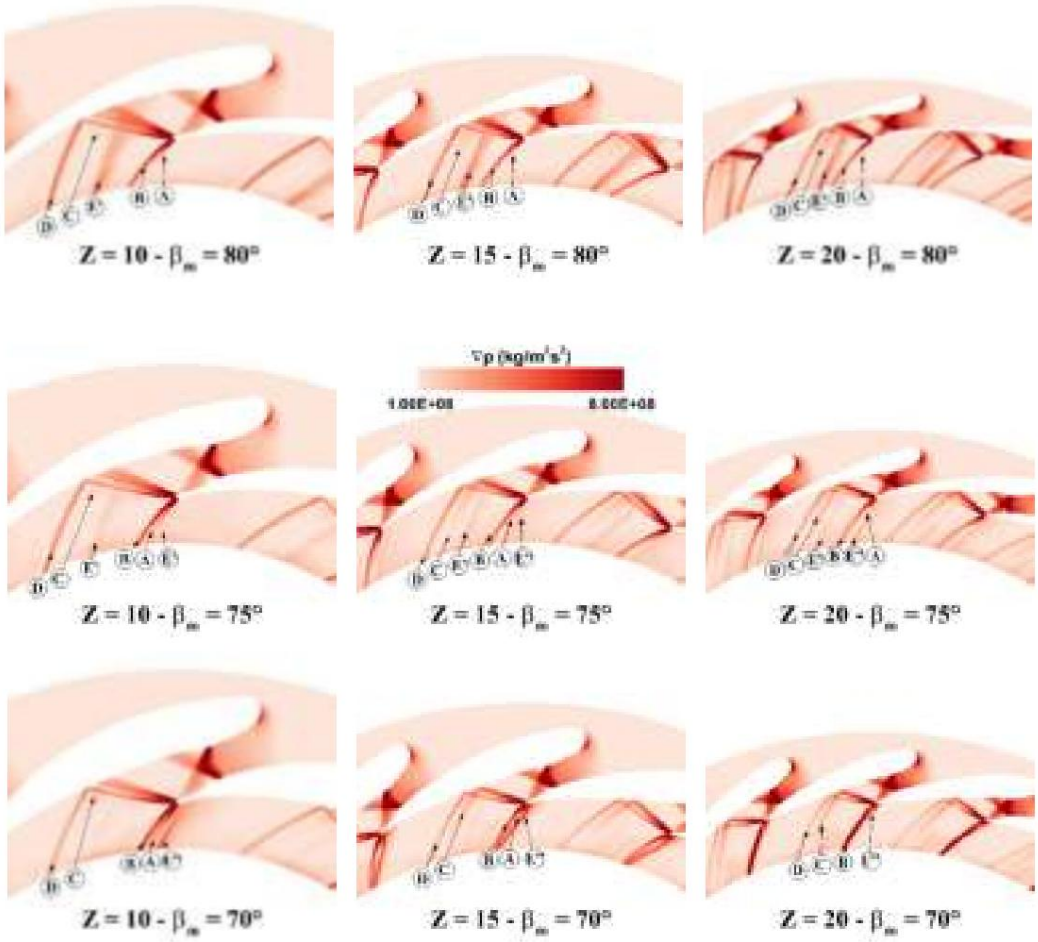


Рисунок 7. Контуры градиента давления.

3.2. Распределения по высоте

На рисунках 8 и 9 показано распределение давления по шагу в середине размаха (выраженное в процентах отклонения от среднего значения) на входном радиусе ротора (R4) как функция относительной угловой координаты по отношению к угловому шагу. Стоит отметить , что нулевая доля шага соответствует правому углу метки сливается с следом- (рис. 4), тогда как единица соответствует левому углу.

расчетной области E'', практически

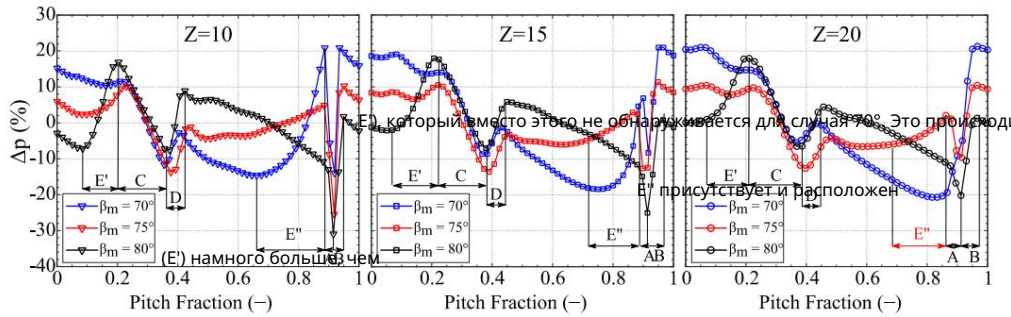


Рисунок 8. Распределение статического давления по шагам в середине размаха на входном радиусе ротора, выраженное в процентном отклонении от среднего значения, сгруппированное по количеству лопастей.

тег E'' (которые в данном случае расположены

Machine Translated by Google

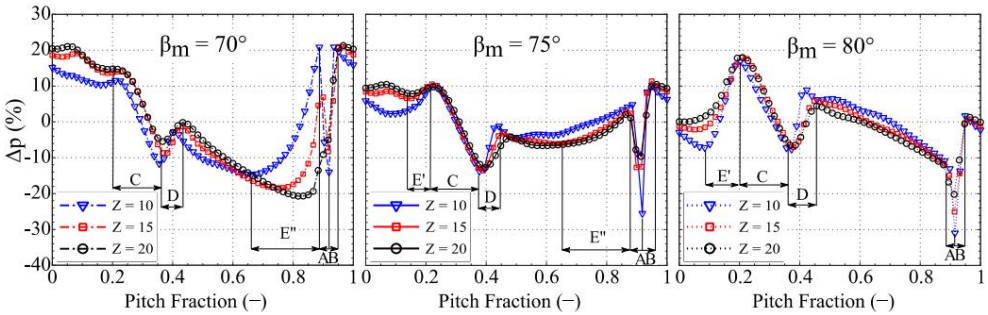


Рисунок 9. Распределение статического давления по шагам в середине пролета на входном радиусе ротора, выраженное в процентном отклонении от среднего значения, сгруппированное по углу выхода металла.

Что касается 10 конфигураций лопаток (рис. 8, Z = 10), можно наблюдать тенденцию к небольшому уменьшению распределения за задней кромкой (самые низкие доли шага), что можно объяснить эффектом следа.

Затем в случаях с выходным металлическим углом 75 и 80 наблюдается резкий рост давления (из-за волн сжатия в канале E'), который вместо этого не обнаруживается в случае 70 . Это явление можно объяснить градиентами давления на рисунке 7, если заметить, что в случаях 70° присутствует только второй набор волн сжатия LR в проходе E” и расположен вблизи задней кромки. Более того, для случая 80 рост давления из-за волн сжатия LR в канале (E') намного больше, чем в случае 75 , что согласуется с более высокой кривизной, вызванной случаем 80 сразу после Выходная часть сердечника сопла.

Двигаясь к более высоким значениям доли основного тона, все три распределения подвергаются быстрому расширению с сопоставимой интенсивностью из-за присутствия отраженного левого вентилятора расширения, метки C на рисунке 7. После впадины давление снова возрастает из-за прохождения жидкости через отраженный канал расширения. левая ударная волна, метка D на рисунке 7.

Если двигаться дальше к доле единичного шага, можно выявить разные тенденции в зависимости от угла металла: В случае 70°

распределение давления после первоначального уменьшения начинает очень резко возрастать из-за волн сжатия в канале, тег E (которые в данном случае расположены (метка E''). почти на задней кромке вследствие открытого распределения кривизны на стороне всасывания).

И наоборот, в случае 80° наблюдается тенденция к уменьшению благодаря меньшей кривизне концевой части всасывающей стороны лопаток.

Промежуточный тренд имеет место в расположении 75 (которое также характеризуется слабым вторым набором волн сжатия в проходе, меткой E»). В этом случае первоначально понижающаяся тенденция сменяется возрастающей за счет волн сжатия.

Впоследствии во всех трех случаях можно заметить внезапное расширение (хотя и гораздо большее в случае 70°) из-за левого расширительного вентилятора, метка A на рисунке 7. Давление снова возрастает во всех трех случаях из-за левого вентилятора. метка бегущей ударной волны Б, рисунок 7. Наконец, во всех этих случаях происходит небольшое расширение за задней кромкой.

Ту же картину давления можно найти на рисунке 8 (Z = 15 и 20), хотя и с другими значениями. Единственное значимое исключение имеет место в диапазоне 20–70°. , рисунок 8, для которого второй набор внутриканальных волн сжатия, метка E», практически слит с задней фронтальной ударной волной.

3.2.1. Эффект числа лопастей

Как можно заметить на рис . 9, общий эффект от количества лопастей незначителен, особенно в случаях с металлическим углом выпускного отверстия 75° и 80° , при этом основные различия в первую очередь заметны в расширительном вентиляторе LR (метка A, рис. 7). и ударная волна LR (метка B, рисунок 7), с более резкими тенденциями, относящимися к случаю с наименьшим количеством лопастей, и, во-вторых, к величине повышения давления из -за волн сжатия в канале (тег E').

Machine Translated by Google

Различия, вызванные количеством лопаток, более очевидны только для металлического выпускного отверстия под углом 70°.
случаях в области между отраженной ударной волной LR (метка D) и веером расширения LR
(метка A), рисунок 9. Собственно, в этом регионе на подобные случаи влияет наличие
волны внутрипроходного сжатия (метка E», рис. 7), которые возникают гораздо раньше, чем количество лопастей.
снижается.

3.2.2. Эффект угла разряда металла

Существенно разные тенденции можно обнаружить в случаях металлических углов 80 и 75 .
Рисунок 9, внутри области между отраженной ударной волной LR (метка D, Рисунок 7) и LR
расширительный вентилятор (метка A, рис. 7). В частности, в первом случае монотонно убывающая
наблюдается тенденция, тогда как в последнем случае после определенного периода наблюдается возрастающая картина.
доля основного тона в результате более слабой волны сжатия в проходе (метка E»). Что касается
В случае угла 70° наблюдается монотонно убывающий тренд вплоть до повышения давления, вызванного
внутрипроходными волнами сжатия (метка E»).

Кроме того, случаи с металлическим углом 80° всегда показывают более глубокую впадину, связанную с
Расширительный вентилятор LR (метка A).

Наконец, поскольку большинство упомянутых выше особенностей питч-распределения давления
вызвано линиями тока, пересекающими волны Маха, можно обнаружить аналогичные тенденции.
для питч-распределения угла потока на рисунке 10. Однако в этом случае максимум
отклонения от среднего значения не превышают 15%, при неизменном количестве лопастей и выходе
Эффекты металлического угла.

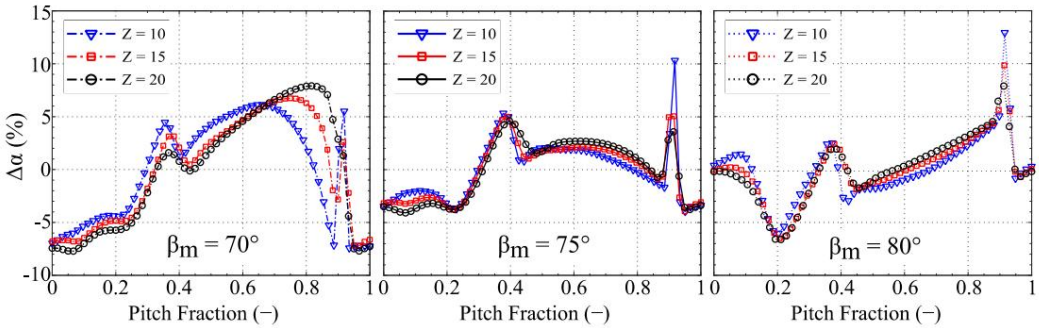


Рисунок 10. Распределение угла потока (абс. система отсчета) в середине пролета на входном радиусе ротора.
Выражается в виде процентного отклонения от среднего значения, сгруппированного по углу выходного металла.

3.3. Глобальные тенденции

Было рассмотрено несколько показателей качества, дающих общее представление о каждом статоре.
производительность с точки зрения потерь и однородности поля потока ниже по течению. Что касается
статора , общая потеря давления Y, коэффициент кинетических потерь ζ и эффективность статора η были
обдуманный. В уравнении (6) выходные свойства оцениваются на входной радиусной поверхности ротора.

$$Y = \frac{p0_{вход} - p0_{выход}}{p0_{выход} - p_{out}} \cdot 100 \quad \zeta = \frac{2}{\frac{в_{выходной}^2}{2} - v^2} \cdot 100 \quad \eta = \frac{h0_в - h_{час}}{h0_в - h_{out}} \cdot 100, \qquad (6)$$

Уровень неоднородности шага каждой геометрии оценивался для нескольких
величины относительно шагового распределения в середине размаха на входном радиусе ротора,
посредством показателя качества, определенного уравнением (7), где χ является общей величиной
интерес. Эта цифра количественно определяет среднее отклонение каждого распределения от его среднего значения.
значение (обозначенное чертой), нормализованное по угловому шагу.

$$\frac{\int_0^{\theta_{шаг}} |\chi - \bar{\chi}| \, d\theta}{\theta_{шаг}} \cdot \frac{100}{\bar{\chi}}, \qquad (7)$$

КПД статора в зависимости от количества лопаток Z и угла выхода металла β
малое количество лопаток Z и большой угол наклона металла на выпускном отверстии β

Machine Translated by Google

На рисунке 11 представлены контурные графики полной потери давления, коэффициента кинетических потерь и эффективности статора в зависимости от количества лопастей Z и угла выхода металла βm. По всем трем параметрам можно выявить четкую и последовательную тенденцию. Фактически, более высокие потери происходят как при малом количестве лопаток Z, так и при большом угле выхода металла βm, и постепенное уменьшение происходит по мере увеличения количества лопаток и уменьшения угла выхода металла. Минимальный уровень достигается в противоположном углу карты, с наименьшим углом металла выпускного отверстия и наибольшим количеством лопастей.

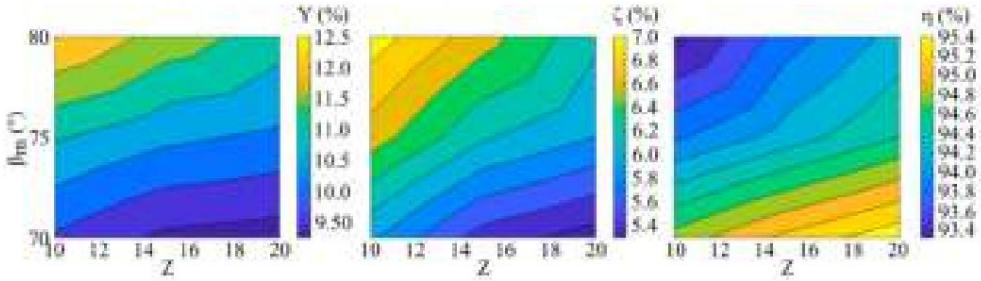


Рисунок 11. Распределение показателя эффективности статора в зависимости от количества лопаток и угла выхода металла: общая потеря давления Y, коэффициент кинетических потерь ζ и КПД статора

На рисунке 12 показаны контурные графики индекса неравномерности для числа Маха на выходе в середине размаха и угла потока на выходе (оба в абсолютной системе отсчета) на входном радиусе ротора в зависимости от количества лопаток Z и угла металла на выходе βm. Стоит отметить, что можно наблюдать противоположную тенденцию в отношении потерь, поскольку самые низкие коэффициенты неравномерности достигаются при конфигурациях с малым количеством лопаток и большим углом наклона металла на выходе. Кроме того, уровень неравномерности угла выходного потока, по-видимому, лишь слабо зависит от количества лопастей. Вообще говоря, несмотря на более резкие тенденции на рисунке 9, меньшее количество лопастей показывает глобально более низкие уровни неравномерности, рисунок 12.

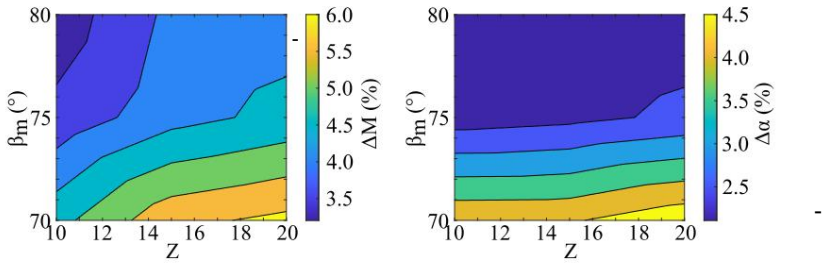


Рис. 12. Распределение индекса неравномерности в зависимости от количества лопаток и угла выхода металла: число Маха и абсолютный угол потока.

В качестве заключительного замечания, на рисунках 11 и 12 можно обнаружить общие противоречивые тенденции между оптимумами с точки зрения потерь и однородностью поля потока ниже по течению, что указывает на необходимость многокритериальных стратегий оптимизации.

4. Выводы

Настоящая работа основана на адаптации к плотным газам метода характеристик для обратного расчета расширяющейся части острокромочных сопел минимальной длины.

Адаптированный метод характеристик использован при расчете сверхзвуковых лопаток радиальных турбин для органических циклов Ренкина путем простого метода параметризации лопаток, вписывая инверсную конструкцию расширяющейся части сопла в лопатку турбины.

Этот метод хорошо вписывается в традиционную процедуру проектирования, позволяя проектировщику независимо устанавливать высоту лопаток (обычно определяемую на стадии предварительного проектирования), количество лопаток и угол наклона выпускного металла .

Этот метод был использован для исследования совместного влияния количества лопаток и угла выхода металла на потери в статоре и однородность поля потока на выходе для девяти статоров, спроектированных

Machine Translated by Google

для расширения R245fa, сохраняя при этом то же целевое число Маха MoC (при AE) ниже, чем расчетное число Маха нагнетания статора .

Граничные условия вместе с предварительными проектными спецификациями были взяты из предыдущей публикации авторов, в которой для выполнения предварительного проектирования турбины и проведения параметрического анализа проектного пространства использовался собственный среднелинейный код. . Анализ CFD девяти геометрий выявил противоречивые тенденции между оптимальной эффективностью статора и однородностью поля потока на выходе, что предполагает необходимость в многокритериальных стратегиях оптимизации. Чтобы получить дальнейшее понимание механизмов, вызывающих это явление, были использованы градиенты давления в середине пролета для визуализации волн Маха . Их влияние коррелируется с тангажными распределениями в середине размаха на входе в ротор, а также показано влияние количества лопаток и угла вы
Общий эффект от количества лопастей оказался незначительным, даже несмотря на то, что локально наблюдаются более резкие тенденции по мере уменьшения количества лопастей. Было замечено, что угол выпуска металла оказывает большее влияние на общее распределение по шагам в середине пролета на выходе статора, и особенно на тенденцию в области задней стороны всасывания. Кроме того, чем выше угол выхода металла, тем острее локальные тенденции.

Несмотря на простой метод параметризации лопастей, использованный в этой работе, результаты дают новый вклад, особенно в влияние угла выпуска металла и количества лопастей, а также противоречивые тенденции оптимальной эффективности статора и однородности поля потока на выходе.

Развитие настоящей работы включает в себя нестационарное моделирование взаимодействия статора и ротора [28]. Возможные будущие работы могут включать исследование влияния целевого числа Маха на MoC с точки зрения распределения степени расширения между лопастной и полулопастной частью лопаточного прохода. Усовершенствования метода параметризации лопастей могут включать использование полиномов Безье более высокого порядка специально для задней стороны всасывания, что обеспечивает больше степеней свободы для распределения кривизны, но снижает простоту использования для создания геометрии первого предположения.

Вклад авторов: концептуализация, AC и RT; методология, AC и RT; программное обеспечение, кондиционер; валидация, AC, RT; расследование, AC и RT; курирование данных, AC; написание — подготовка, рассмотрение и редактирование оригинального проекта , AC и RT; визуализация, AC; надзор, RT Все авторы прочитали и согласились с опубликованным вариантом рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу у соответствующего автора.

Благодарности: Метод характеристик и метод расчета сверхзвуковых радиальных лопаток реализованы в MATLAB R2019a. Расчеты CFD были выполнены в ANSYS Fluent® 17.1.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

Сокращения

EoC	Уравнение состояния
ORC	Органический цикл Ренкина
LE	Передовой край
LR	Левый бег
MO	Метод характеристик
PS	Сторона давления
RIT	Радиально-приточная турбина
RR	Правый бег

Machine Translated by Google

RR	Правый бег
SS	Сторона всасывания
ТЭ	Задняя кромка

Символы

А	Область
М	число Маха
Р	Радиус
В	Удельный объем
Да	Общая потеря давления
З	Количество лопастей
а	Скорость звука
б	Высота лопасти
с	Аккорд
час	Шаг сетки
п	Давление
р	Уточнение сетки
с	Энтропия
в	Скорость потока

греки

Г	Фундаментальная производная газовой динамики
α	Абсолютный угол потока ( )
βм	Металлический уголок ( )
θ	Угол
μ	Угол Маха
ν	Функция Прандтля-Мейера
ρ	Плотность
φ	Угол потока в МоС
η	Эффективность
ζ	Коэффициент кинетических потерь

Индексы

0	Общее количество
3	Выходная поверхность статора
4	Входная поверхность ротора
Э	Выход сердечника сопла
с	Критическая точка
р	Уменьшенный
в	Входное отверстие
————	Изэнтропический
вне	Выход

Надстрочные индексы

*	Собственность у горла

Ссылки

1. Астольфи, М.; Мартелли, Э.; Пьеробон, Л. Термодинамическая и технико-экономическая оптимизация систем органического цикла Ренкина. В Энергетические системы органического цикла Ренкина (ORC); Woodhead Publishing: Состон, Великобритания, 2017 г.; стр. 173–249. [Перекрестная ссылка]
2. Колонна, П.; Казати, Э.; Трапп, К.; Матийссен, Т.; Ларджола, Дж.; Турунен-Саарешти, Т.; Ууситало, А. Органическая сила цикла Ренкина Системы: от концепции к современным технологиям, приложениям и взгляду на будущее. Дж. Инж. Газовые турбины Энергия 2015, 137, 100801. [CrossRef]
3. Каппиелло, А.; Туччилло, Р. Проектирование и CFD-анализ турбины с радиальным притоком для небольших применений ORC. В материалах 75-го Национального веб-конгресса ATI E3S — №7 «Чистая энергия для всех» (ATI. 2020), Рим, Италия, 15–16 сентября 2020 г.; Том 197, п. 11005. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

4. Моффитт Т.П. Максимально теоретическая тангенциальная составляющая скорости, возможная для прямообратно сужающихся и сужающихся- расширяющихся статоров при сверхкритических степенях давления, Кливленд. 1958. Доступно в Интернете: https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=199300. 85040 (по состоянию на 10 ноября 2019 г.).

5. Олссон Г.О. Сверхзвуковые турбины. Дж. Инж. Власть 1964, 86, 7–12. [Перекрестная ссылка]

6. Гольдман Л.Дж. Сверхзвуковые турбины. В НАСА-СП-290; НАСА: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1994 г.; стр. 249–278. Доступно онлайн: https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19950015924 (по состоянию на 20 мая 2019 г.).

7. Джонстон, Айдахо; Дрансфилд, округ Колумбия. Испытательные характеристики высоконагруженных ступеней турбины, рассчитанных на высокую степень сжатия, Лондон, 1959 г. Доступно в Интернете: http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.227.2268&rep=rep1&type= PDF (по состоянию на 23 сентября 2019 г.).

8. Фу, К.; Цзоу, З.; Конг, Квинсленд; Ченг, Х.; Чжан, В. Аэродинамический дизайн и численный анализ сверхзвуковой турбины для турбонаддува Насос. Межд. Дж. Турбо Реактивные Двигатели 2016, 33. [CrossRef]

9. Райхерт, А.В.; Саймон, Х. Расчеты конструкции и поля потока для трансзвуковых и сверхзвуковых направляющих лопаток турбины с радиальным притоком. Я. Турбомах. 1997, 119, 103–113. [Перекрестная ссылка]

10. Шапиро А.; Эдельман, Г. Метод характеристик двумерного сверхзвукового потока: графические и численные процедуры; Массачусетский технологический институт: Кембридж, Массачусетс, США, 1947 г.

11. Альдо, АС; Argrow, BM Сверхзвуковая конструкция сопла минимальной длины для плотных газов. На пятом ежегодном семинаре по термическому и флюидному анализу; НАСА, Исследовательский центр Льюиса: Кливленд, Огайо, США, 1993 г. Доступно онлайн: https://ntrs.nasa.gov/search. jsp?R=19940019183 (по состоянию на 11 марта 2020 г.).

12. Хоффрен Дж.; Талонпойка, Т.; Ларджола, Дж.; Сииконен Т. Численное моделирование течения реального газа в сопловом кольце сверхзвуковой турбины. Дж. англ. Газотурбинная энергетика 2002, 124, 395–403. [Перекрестная ссылка]

13. Харинк Дж.; Турунен-Сааресшти, Т.; Колонна, П.; Ребай, С.; Ван Буйтенен, Дж. Вычислительное исследование статора радиальной турбины с органическим циклом Ренкина с высоким коэффициентом расширения. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2010, 132, 054501. [CrossRef]

14. Харинк Дж.; Паскуале, Д.; Печник, Р.; ван Буйтенен, Дж.; Колонна, П. Повышение производительности радиальной турбины с органическим циклом Ренкина посредством автоматизированного вычислительного гидродинамического проектирования. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2013, 227, 637–645. [Перекрестная ссылка]

15. Паскуале, Д.; Гидони, А.; Ребай, С. Оптимизация формы радиального сопла турбины с органическим циклом Ренкина. Дж. Инж. Газовые турбины Power 2013, 135, 042308. [CrossRef]

16. Уиллер, АПС; Онг, Дж. Роль динамики плотного газа в работе турбины с органическим циклом Ренкина. Дж. Инж. Газовые турбины Power 2013, 135, 102603. [CrossRef]

17. Ананд, Н.; Витале, С.; Пини, М.; Отеро, Дж.Дж.; Печник, Р.; Отеро-Родригес, GJ Методика проектирования сверхзвуковых радиальных лопаток Работа в неидеальных условиях потока. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2018, 141. [CrossRef]

18. Уайт, МТ; Маркидес, Китай; Сайма, А.И. Замена рабочей жидкости в сверхзвуковых турбинах с органическим циклом Ренкина. Дж. Инж. Газ Мощность турбин 2018, 140, 091703. [CrossRef]

19. Ринальди, Э.; Печник, Р.; Колонна, П. Нестационарная работа сверхзвуковой турбины с органическим циклом Ренкина. Я. Турбомах. 2016, 138, 121010. [CrossRef]

20. Рохлик, Х.Э. Аналитическое определение расчетной геометрии турбины с радиальным притоком для достижения максимального КПД; Национальная аэронавтика и Управление космического пространства: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1968 г.

21. Ананд, Н.; Колонна, П.; Пини, М. Рекомендации по проектированию сверхзвуковых статоров, работающих с жидкостями, состоящими из сложных молекул. Энергия 2020, 203, 117698. [CrossRef]

22. Эргроу, Б.М.; Эмануэль, Г. Сравнение насадок минимальной длины. Дж. Жидкости Eng. 1988, 110, 283–288. [Перекрестная ссылка]

23. Эргроу, Б.М.; Эмануэль, Г. Численный анализ поля трансзвукового течения двумерных сопел минимальной длины. Дж. Жидкости Eng. 1991, 113, 479–488. [Перекрестная ссылка]

24. Белл, Айленд; Вронски, Дж.; Куойлин, С.; Леморт, В. Оценка теплофизических свойств чистых и псевдочистых жидкостей и открытая библиотека теплофизических свойств CoolProp. Индийский англ. хим. Рез. 2014, 53, 2498–2508. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]

25. Крамер, М.С.; Крикенбергер, А.Б. Функция Прандтля-Мейера для плотных газов. AIAA J. 1992, 30, 561–564. [Перекрестная ссылка]

26. Ванко, MR; Голдман, Л.Дж. Компьютерная программа для проектирования двумерного сверхзвукового сопла с горловиной с острыми краями; НАСА: Кливленд, Огайо, США, 1968 г. Доступно онлайн: https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19680005278 . (по состоянию на 14 марта 2020 г.).

27. Леммон, И.В.; Хубер, МЛ; МакЛинден, Стандартная справочная база данных 23 MO NIST, Термодинамические и транспортные свойства эталонной жидкости (REFPROP), версия 9.1; Национальный институт стандартов и технологий: Гейтерсбург, Мэриленд, США, 2013 г.

28. Каппиелло, А.; Туччилло, Р. Влияние конструктивных параметров сверхзвукового сопла на нестационарное взаимодействие статора и ротора в турбинах с радиальным притоком для органических циклов Ренкина, документ ASME GT2021-59123. В материалах технической конференции Turbo Expo, виртуальная конференция, 7–11 июня 2021 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние расстояния между отверстиями в пленке по размаху и по потоку на эффективность адиабатической пленки для газа, охлажденного эффузией Лопасти турбины

Мэтью Куртис 1,* , Александр Мюррей 1 , Бен Коултон 1 , Питер Айрлэнд 1 и Игнасио Майо 2

1 Оксфордский институт терможидкостей, Оксфордский университет, Oxford OX2 0ES, Великобритания; alexander.murray@eng.ox.ac.uk (AM); ben.coulton@eng.ox.ac.uk (Британская Колумбия); peter.ireland@eng.ox.ac.uk (PI)
2 Rolls-Royce PLC, Дерби DE24 8BJ, Великобритания; mayo@rolls-royce.com
* Переписка: matthew.courtis@eng.ox.ac.uk или matthew.courtis.10@gmail.com.

Аннотация: Для решения проблем, связанных с повышенными тепловыми нагрузками и требованиями к производительности лопаток турбин авиационных двигателей, необходимы более совершенные методы охлаждения. В этом исследовании использовалась модификация известного уравнения Гольдштейна для прогнозирования эффективности пленки для отдельного отверстия пленочного охлаждения, а также применялся метод суперпозиции Селлерса для применения этих пленок в конфигурациях с эффузионным охлаждением. При этом он решает относительно нерешаемую проблему дыр в пленке, расположенных в непосредственной близости по размаху. В экспериментальной установке использовались инфракрасные камеры для оценки эффективности пленки девяти геометрических форм с различными расстояниями по размаху и потоку. Более высокая пористость привела к усилению тепловой защиты, а расстояние по размаху оказало наиболее сильное влияние: эффективность пленки приближалась к 0,9. Кроме того, наблюдалась большая однородность в направлении размаха. Модифицированный метод Гольдштейна-Селлерса показал хорошее согласие с экспериментальными результатами, хотя значение латерального смешивания было недооценено. Этот метод представляет собой инструмент, который можно легко внедрить в промышленности для быстрой оценки новых геометрических форм охлаждения.

Ключевые слова: газовая турбина; охлаждение излияния; теплопередача; охлаждение турбины; суперпозиция

Цитирование: Куртис, М.; Мюррей, А.; Коултон, Б.; Ирландия, П.; Мэйо, И. Влияние расстояния между отверстиями в пленке по размаху и по направлению на Эффективность адиабатической пленки для Лопатки газовых турбин с эффузионным охлаждением. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 37. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030037

Академический редактор: Тони Артс

Поступила: 15 июня 2021 г.
Принято: 30 августа 2021 г.
Опубликовано: 31 августа 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

В течение последних нескольких десятилетий рабочая температура газовых турбин продолжала увеличиваться примерно на 10 K в год. В результате второго закона термодинамики повышение температуры приводит к увеличению общего КПД двигателя. Следствием этого являются высокие температуры на входе в турбину, вызывающие высокие термические нагрузки, особенно на направляющие лопатки и первые несколько рядов лопаток. Для решения таких проблем и поддержания надлежащей надежности двигателей необходимы системы охлаждения турбинных лопаток. Основные вехи, такие как внутреннее охлаждение и пленочное охлаждение, позволили повысить температуру на входе до 2000 K. Скорость потока охлаждающей жидкости должна быть минимизирована, чтобы ограничить аэродинамические потери, и, следовательно, поскольку температура продолжает выходить за пределы 2000 K, требуются более совершенные методы охлаждения. . Повышение эффективности двигателя позволит снизить затраты на топливо и, в свою очередь, позволит сократить выбросы CO2 более чем на 180 000 кг

Транспирационное охлаждение использует преимущества пористых стенок и впрыскивает охлаждающую жидкость в поток, создавая защитную пленку между поверхностной стенкой и горячим газом. Для охлаждения используются два основных процесса :

1. Конвективное охлаждение — между охлаждающей жидкостью и пористой стенкой;
2. Пленочное охлаждение — слой охлаждающего воздуха над лопастью уменьшает конвективный тепловой поток. от поперечного потока горячего

газа. Следовательно, изучение эффективности охлаждения турбины обычно принимает две различные формы: эффективность пленки и эффективность металла. Первый представляет характеристики только пленок и измеряется тем, насколько близко температура адиабатической стенки может поддерживаться к температуре охлаждающей жидкости, как показано в уравнении (1). Металлическая эффективность сочетается

Machine Translated by Google

как пленочное охлаждение, так и внутреннее конвективное охлаждение, что дает представление об общей эффективности охлаждения.

$$\eta f = \frac{T - Taw}{T - Tc} \quad (1)$$

Хотя транспирационное охлаждение интенсивно исследовалось в течение многих лет, например, ранние работы НАСА в 1951 году [2] или совсем недавно Полежаева [3], успешное применение в двигателях оставалось недостижимым из-за ограничений доступных пористых материалов. Кроме того, точное моделирование полей аэротермических и механических напряжений остается сложной задачей, поскольку необходима связь между полями потока, тепла и напряжений.
Они становятся еще более сложными, учитывая большое количество отверстий в пленке, присутствующих в высокопористых схемах охлаждения.

Несмотря на это, наблюдается переход от традиционных методов пленочного охлаждения к эффузионному охлаждению. Кревинкель [4] подчеркнул, что разница между транспирационным и эффузионным охлаждением не всегда очевидна, хотя первое имеет тенденцию быть связано с пористой средой, а второе — с дискретными отверстиями в пленке. Тем не менее, эффузионное охлаждение представляет собой путь к транспирационному охлаждению, которое теоретически происходит, когда твердое вещество и теплоноситель достигают теплового равновесия. В последние годы было проведено значительное количество исследований по охлаждению эффузии [5–9], что неудивительно, учитывая основные преимущества суперпозиции пленок. Это происходит при уменьшении расстояния между отверстиями в пленке в результате взаимодействия струи пленки, что приводит к усилению защиты пленки, обеспечиваемой каждым последующим отверстием в пленке.

Суперпозиция была впервые предложена Селлерсом [10], который обнаружил, что суммирование пленок из одного отверстия можно использовать для воспроизведения нескольких рядов пленок. Это принимает форму уравнения (2).

$$\eta f(x, y) = 1 - \prod_{i=1}^{n} \left(1 - \eta f,i(x, y)\right) \quad (2)$$

Эксперименты Муски и др. [11] и совсем недавно Murray et al. [12] вновь подтверждают метод суперпозиции и его полезность для прогнозирования многорядного пленочного охлаждения. Последний использовал модифицированное уравнение Гольдштейна [13] (описанное позже, но в форме уравнения (3)) для предсказания распределения пленки отдельной дырки и, в сочетании с суперпозицией Селлерса , нашел аддитивный эффект множественных дырок. ряды отверстий в пленке. Цзян и др. [14] обнаружили, что даже один дополнительный ряд, расположенный в шахматном порядке (смещенный на половину основного расстояния как по потоку , так и по размаху, x и y), дает гораздо более высокую эффективность пленки. Даже при высоких скоростях впрыска, когда поток охлаждающей жидкости отрывается от поверхности металла, вихревые пары первого охлаждающего ряда подталкивают пленки второго ряда к поверхности, что приводит к быстрому прилеганию и усилению защиты пленки.

Мюррей и др. [15] использовали метод Селлерса как часть развязанного решателя (раздельно решающего внутренние и внешние тепловые поля) и показали хорошее согласие между экспериментальными и численными результатами, а также как образец для эффективных численных исследований сложных двустенных эффузионных систем. Несмотря на эти успехи, близость соседних отверстий не учитывалась (рассмотрение по размаху), и поэтому они считались независимыми. Это создает проблему для более пористой геометрии, и большинство исследований были сосредоточены на пленочном охлаждении с относительно большими расстояниями по размаху. Это исследование основано на этой работе, чтобы применить этот метод к более пористой геометрии, которая необходима для перехода от излияния к охлаждению, подобному транспирации.

В настоящем исследовании исследуется влияние расстояния по потоку и по размаху на эффективность пленки с использованием модифицированного подхода Гольдштейна – Селлерса, который объясняется в следующем разделе. Инфракрасная методика позволяет измерить эффективность охлаждения для девяти геометрий при шести скоростях потока охлаждающей жидкости. Представлены численные результаты для изменения расстояния между пленками и исследована более совершенная схема охлаждения.
Экспериментальные результаты представлены до того, как будет проведено сравнение двух наборов результатов. Ра

Machine Translated by Google

представляет собой предварительный шаг в понимании важности близости отверстий в пленке и расширения метода Гольдштейна – Селлерса.

2. Материалы и методы.

2.1. Объект исследования

Эффективность пленочного охлаждения оценивалась с использованием плоских пластин, каждая из которых имела шахматная конфигурация отверстий пленки, наклоненных под углом 30° к поверхности пластины, как показано на рис. Рисунок 1. Диаметр отверстия во всех случаях составлял 4,0 мм, также были указаны дополнительные размеры. Расстояние между отверстиями в пленке варьировалось как в продольном, так и в продольном направлении. Sx/D = 3,0, 4,5 и 6,0, и аналогично для Sy/D, чтобы создать тестовую матрицу из девяти геометрий. Площадь покрытия дырок в пленке определялась по массиву 6×6 для Sy/D = Sx/D = 6,0 и в других интервалах было больше строк и столбцов, чтобы обеспечить ту же зону покрытия.

Геометрические свойства	
Д 4,0 мм	
В 10 мм	
Сх/Д	3.0 , 4,5 , 6.0
Си/Д	3,0 , 4,5 , 6.0
Строки	11 , 8 , 6
Столбцы 11	, 8 , 6
L/D l1	5.0
	248 мм
l2	178 мм
l3	20 мм
l4	29 мм
li,x	140 мм
li,y	100 мм
γ	30

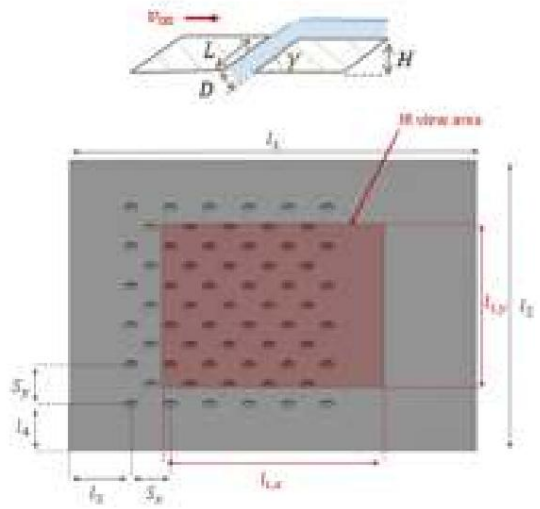


Рисунок 1. Схематическое изображение размеров плоской пластины, выделенное красным участком. видимая часть для ИК-камеры. На рисунке показана геометрия Sx/D = Sy/D = 6,0.

Также численно исследовалась более совершенная система пленочного охлаждения. Использовалась базовая конструкция (TD2), которая представляет собой транспирационную систему охлаждения с пористость 19%. Первоначально эта конструкция была смоделирована на основе эффузионной системы с двойными стенками. разработанный Мюрреем и др. [16] в Оксфордском институте терможидкостей (OTI). (URL получен 1 сентября 2021 г.), но с увеличением количества дырок в кинопленке. Диаметр отверстия пленки также был уменьшен до 1/5 размера обычных отверстий. Расстояние между отверстиями составляло Sx/D = Sy/D = 3,5 при диаметре отверстия 2 мм и степени засорения отверстия 25%. Последнее определяется как соотношение дырок в пленке, удаленных из-за близости к внутренним конструктивным особенностям (пьедесталы и ударные струи). Для прямого сравнения расстояние по размаху было менялись, а расстояние по потоку менялось для сохранения пористости, как указано в Таблице 1. Эффективность фильма была определена с использованием модифицированного подхода Гольдштейна – Селлерса для каждой конфигурации с четырьмя коэффициентами продувки (M = 0,20, 0,25, 0,30, 0,35) по всей длине домен.

Таблица 1. Свойства исследования изменения расстояния между пленками TD2.

TD2 Исследование геометрических свойств					
Д			2,0 мм		
Сх/Д	4,9	4.1	3,5	3,1	2,7
Си/Д	2,5	3.0	3,5	4,0	4,5

Machine Translated by Google

2.2. Численный метод

Для прогнозирования эффективности любой пленки с использованием модифицированной корреляции Гольдштейна использовался собственный код MATLAB . Этот метод пытается смоделировать распад пленок как в продольном, так и в продольном направлениях и определяется уравнением (3). M — степень выдува пленки, определяемая как произведение отношений плотности и скорости теплоносителя и набегающей жидкости, M = (ρcvc)/(ρ v). Этот параметр влияет на следующие константы: турбулентную температуропроводность αt и xdecay, которая фиксирует изменения в продольном направлении. Константа расстояния по размаху (c1) и константа формы по размаху (c2), которые влияют на распад пленки по размаху, являются переменными, зависящими как от коэффициента выдувания M , так и от расстояния после отверстия в пленке x. Значения для них основаны на экспериментальных и корреляционных данных, которые можно найти в [12,17].

$$\eta f(x, y) = M\ 8\alpha t \frac{B \quad Д}{x/D + xdecay} \text{ опыт} — \left(\frac{й}{c1}\right)^{c2} \tag{3}$$

Пленки размещались индивидуально на глобальной сетке и подвергались суперпозиции Селлерса, как показано на рисунке 2. Этот метод мог учитывать переменные коэффициенты выдувания и любую форму пространственной конфигурации. Стоит отметить, что использованные эмпирические данные имели соотношение сторон отверстия (L/D) 2,0 по сравнению с L/D = 5,0 для геометрий, исследованных в этом исследовании. Лутум и Джонсон [18] продемонстрировали, что более низкое соотношение сторон снижает эффективность пленки, и, следовательно, рассчитанная здесь эффективность пленки может представлять собой консервативную оценку фактического значения.

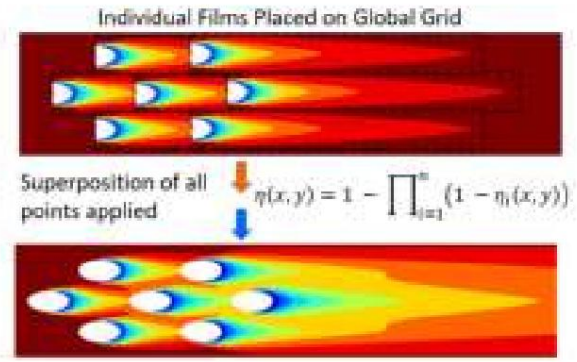


Рисунок 2. Визуализация метода суперпозиции Селлерса.

2.3. Экспериментальный

метод 2.3.1. Экспериментальная

установка Для экспериментального исследования использовалась аэротермическая установка с двойными стенками эффузионного охлаждения (DECAF) в Оксфордском институте терможидкостей (см. рисунок 3). Установка обеспечивает условия для масштабных испытаний геометрии охлаждения плоских пластин. Мюррей и др. В [19] дано подробное описание установки и процедуры измерений, хотя здесь также приводится краткое изложение.

Эта установка обеспечивает соответствие числа Рейнольдса условиям двигателя и рассчитана на работу при высоких температурах. ROHACELL использовался для проверки геометрии для исследования эффективности пленки, предполагая адиабатическую поверхность. Этот материал был выбран из-за его низкой теплопроводности (λ ~ 0,030 Вт/мК), а также был выбран высококачественный материал с закрытоячеистой структурой (71 HERO), чтобы уменьшить влияние шероховатости на отверстия пленки малого диаметра. Эффективность пленки рассчитывается путем измерения температуры поверхности с помощью инфракрасной камеры, а также контролируется температура обратной стороны . Для каждой геометрии исследовался диапазон массовых расходов от 0,01 до 0,035 кг/с . Это было достигнуто за счет изменения массового расхода охлаждающей жидкости в камере сгорания при сохранении постоянной скорости основного потока. Типичное экспериментальное число Рейнольдса основного потока, основанное на диаметре отверстия в пленке, температуре основного потока, соотношении температур охлаждающей жидкости и основного потока и соотношении плотностей, представлено в таблице 2.

Machine Translated by Google

Таблица 2. Примерные условия эксперимента.

Pe	T	Tc/T	ρc/ρ
1,12 × 104	373 K	0,8	1.2

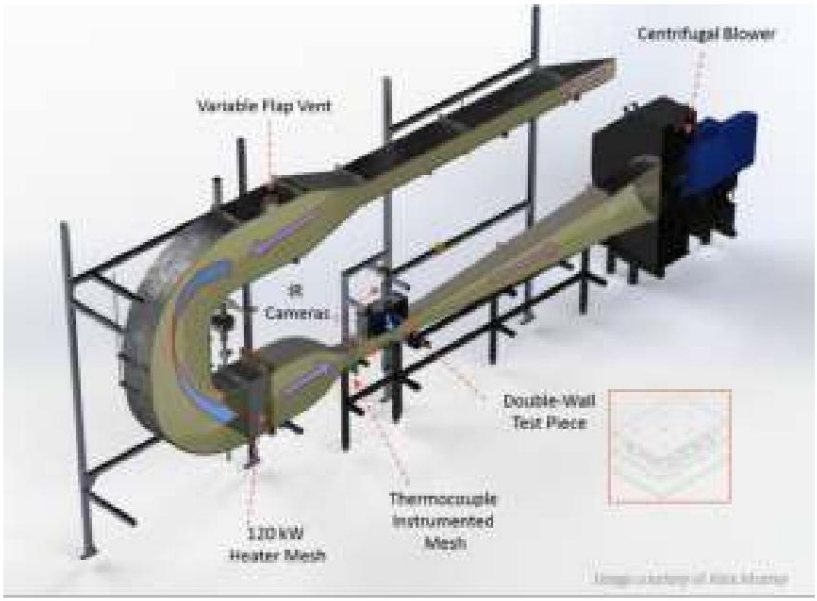


Рисунок 3. Аннотированная схема экспериментальной установки ОТИ.

2.3.2. Инфракрасная методология

Температура внешней поверхности измерялась с помощью двух инфракрасных камер FLIR A655sc с оптическим доступом через окна из селенида цинка. Термопары из тонкой проволоки были прикреплены к внешним поверхностям камеры горячего газа и охлаждающей жидкости испытательной геометрии. Они находятся в поле зрения ИК-камеры, что позволяет выполнить калибровку на месте. Внешние поверхности были окрашены в черный матовый цвет, чтобы минимизировать ИК-отражения от окружающей среды. Метод калибровки подробно описан Мюрреем и др. [19], в которой калибровка как черного тела, так и серого тела использовалась для расчета температуры на основе необработанных данных, выдаваемых камерами. Первый находит параметры идеального черного тела, а второй находит параметры, обусловленные неидеальным поверхностным ИК-излучением. Частота кадров камеры была установлена на уровне 25 Гц, чтобы можно было оценить нестационарность потока, а данные усреднялись за 10 с (250 кадров), чтобы обеспечить среднюю установившуюся температуру. Используя эти температуры, эффективность пленки рассчитывали по уравнению (1).

3. Результаты и обсуждение.

3.1. Численные результаты

Чтобы определить влияние изменения расстояния по потоку (Sx) и по размаху (Sy) на эффективность пленки, модифицированный метод Гольдштейна с суперпозицией Селлерса был реализован в рамках стандартизированной геометрии. Первое исследование было сосредоточено на поддержании постоянного коэффициента продувки с тремя строками и тремя столбцами для шахматной решетки, которые варьировались как 3,0 Sy/D 5,0 и 3,0 Sx/D 8,0. Визуализацию этого вместе с областью сравнения можно увидеть на рисунке 4. Другой набор расчетов был основан на предположении о постоянном массовом расходе между геометриями. Для достижения этой цели каждая геометрия была сделана так, чтобы покрывать одну и ту же площадь поверхности, а массовый расход охлаждающей жидкости оставался постоянным, как показано на рисунке 5.

Machine Translated by Google

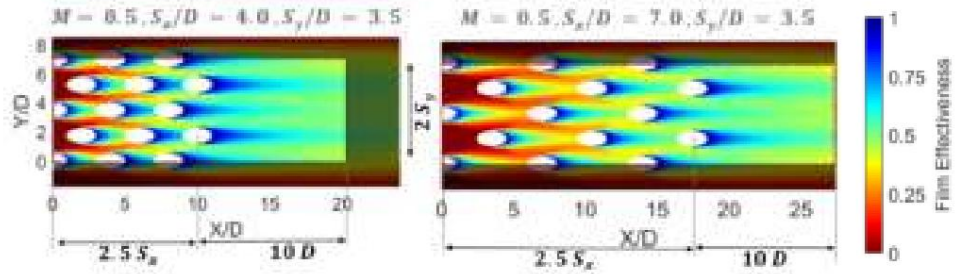


Рисунок 4. Область сравнения средней эффективности пленки при различных Sx/D и Sy/D при постоянном коэффициенте продувки. Улучшенная суперпозиция происходит при уменьшении расстояния по потоку.

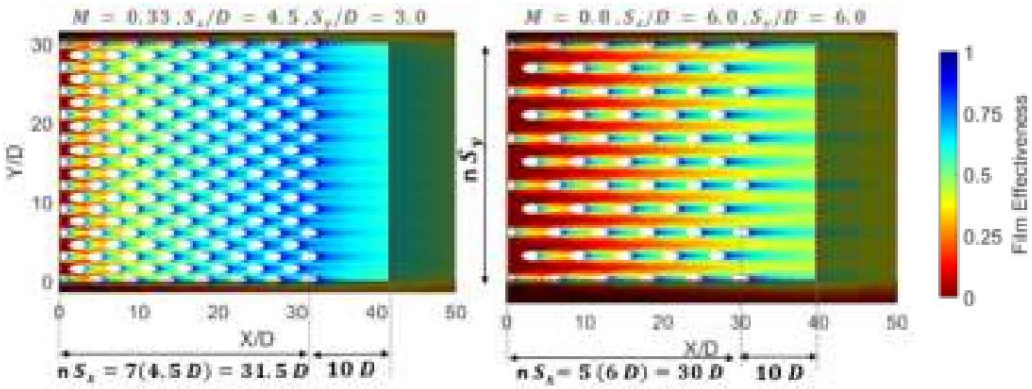


Рисунок 5. Область сравнения средней эффективности пленки при различных Sx/D и Sy/D, с con- = 2,56 кг/с/м2 . Горячие постоянная масса теплоносителя $\dot{m}_c$ полосы сводятся к минимуму за счет уменьшения расстояния между пролетами.

При фиксированном массовом расходе увеличение пористости снижает степень продувки. Хотя это снижает характеристики любой отдельной пленки, близость соседних отверстий может компенсировать этот ущерб. На рисунке 5 показано, что по мере увеличения расстояния по размаху пленки становятся более изолированными, и между столбцами пленки можно наблюдать отчетливые горячие полосы . По мере уменьшения Sy протяженность горячих полос уменьшается из-за прилегания пленки в шахматном порядке, и меньшая часть внешней стенки подвергается воздействию температуры основного потока, что является преимуществом даже без учета взаимодействия пленок. Кроме того, меньшее расстояние по размаху приводило к слиянию соседних пленок. Эффективность пленки повышается за счет уменьшения Sx, как и предсказывает суперпозиция Селлерса, но поскольку пленки распространяются вместе с основным потоком, близость в направлении потока менее влиятельна, чем близость в направлении вдоль размаха.

Усредненная эффективность пленки для первого исследования сравнивается с пористостью на рисунке 6, где символы соответствуют постоянной Sy. Здесь пористость определяется как геометрическая пористость, площадь поверхности отверстий пленки (Ah) по сравнению с площадью, которую эти отверстия покрывают (As), и определяется в уравнении (4).

$$\varphi = \frac{Ax}{Как} = \frac{\pi}{2(Sx/D)(Sy/D)\sin(\gamma)} \quad (4)$$

Поскольку расстояние по размаху было уменьшено, усредненная по площади эффективность пленки увеличивалась с большей скоростью, чем влияние расстояния по потоку. На рисунке это видно по двум стрелкам, указывающим общую тенденцию эффективности пленки к снижению Sy и Sx соответственно. Следовательно, для увеличения пористости и снижения требуемого дополнительного массового расхода было выгодно иметь пленки с более низким Sy .

Для исследования постоянного массового расхода по всей геометрии на рисунке 7 показана усредненная по площади эффективность пленки рядом с изобарами постоянной пористости. При движении по кривой постоянной пористости эффективность пленки увеличивается за счет уменьшения Sy и увелич

Machine Translated by Google

Cx. Это справедливо для всех трех значений массового расхода, подтверждая, что увеличение пористости повысит общую эффективность пленки.

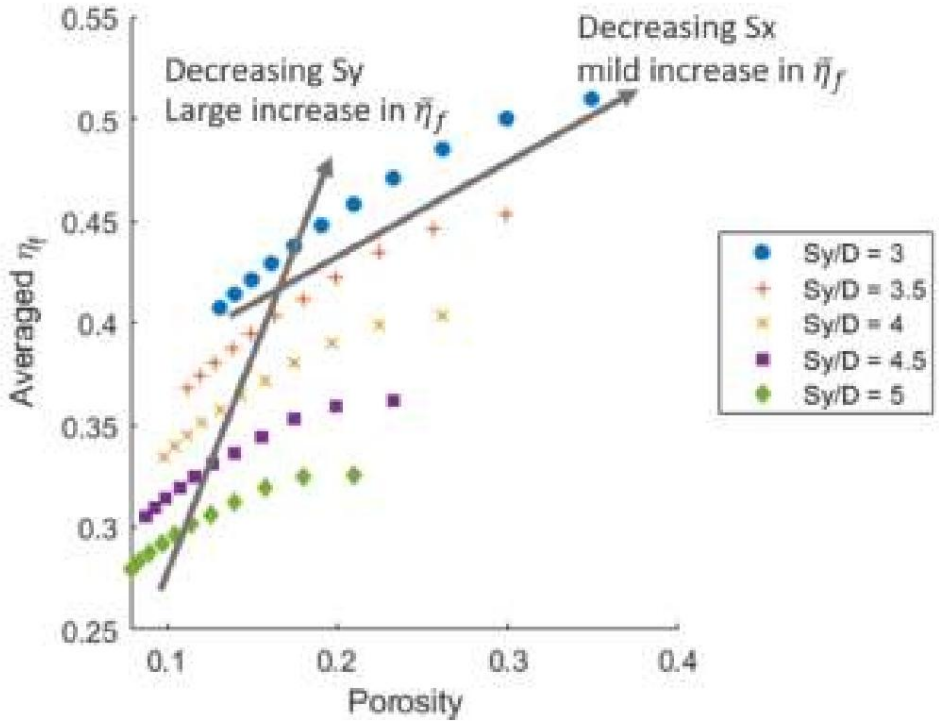


Рисунок 6. Влияние расстояния между пленками (Sx,Sy) на усредненную по площади эффективность пленки для M = 0,5.

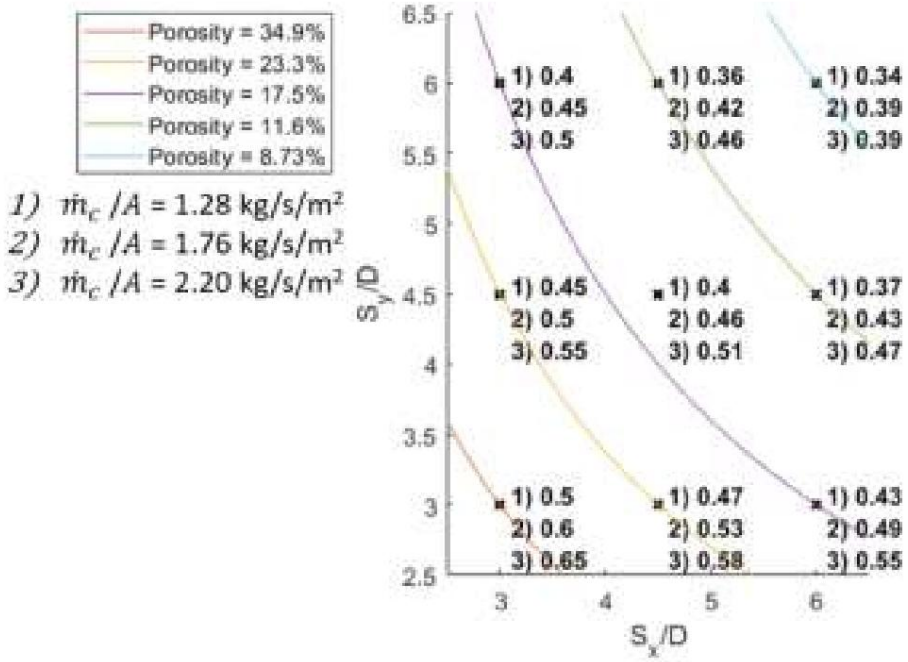


Рисунок 7. Влияние расстояния между пленками (Sx,Sy) на усредненную по площади эффективность пленки для трех массовых потоков охлаждающей жидкости. Отображаются изобары постоянной пористости.

3.2. Результаты Td2

Высокую эффективность пленки продемонстрировал ТД2, а также варианты конструкции.
На рисунке 8 представлена усредненная по площади эффективность пленки для каждого варианта, характеризуемая

Machine Translated by Google

отношение расстояния по потоку к размаху (Sx/Sy) для четырех степеней продувки. Наблюдается та же тенденция повышения эффективности пленки при снижении Sy . Увеличение коэффициента выдува увеличивало эффективность пленки повсюду, хотя и с уменьшением отдачи при каждом увеличении коэффициента выдувания. Контуры эффективности пленки для двух вариантов TD2 и базовой геометрии показаны на рисунке 9 при M = 0,3. Видно, что на крайнем левом графике (самый маленький Sy) увеличилась однородность по размаху и уменьшилось количество горячих точек, наблюдаемых в месте удаления дырок в пленке. Увеличенное боковое распространение компенсирует недостающее отверстие пленки и обеспечивает равномерность покрытия пленки. Это согласуется с результатами Yang et al. [20], которые продемонстрировали, что, хотя коэффициент блокировки является важным параметром, влияющим на эффективность пленки для пористой металлической пластины, коэффициенты до 30% оказывают лишь небольшое влияние.

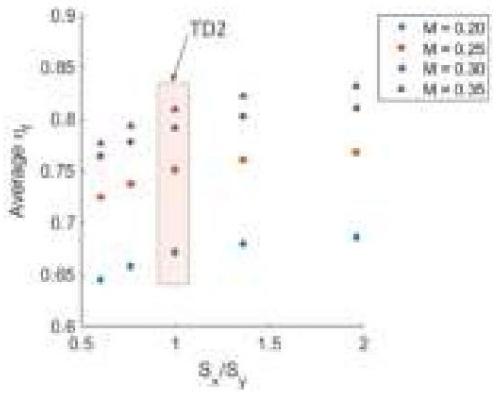


Рисунок 8. Усредненная по площади эффективность пленки сравнивается с соотношением расстояния по размаху и по направлению для геометрии основания TD2 для четырех коэффициентов обдува. Исходный проект с Sx = Sy = 3,5D выделен для справки.

Для продольных столбцов без удаления отверстий (второй столбец снизу и для рисунков при движении слева направо при Y/D = 2,5, Y/D = 3,5 и Y/D = 4,5) увеличенное продольное расстояние уменьшило эффект суперпозиции. , но, учитывая, что это хорошо защищенные области и насыщение достигается после нескольких рядов, можно было бы ожидать, что это не будет проблемой для общей конструкции лезвия. Эти результаты позволяют предположить, что в дальнейших конструкциях эффузионных систем с двойными стенками, если это возможно, следует рассмотреть возможность использования малого расстояния между пролетами.

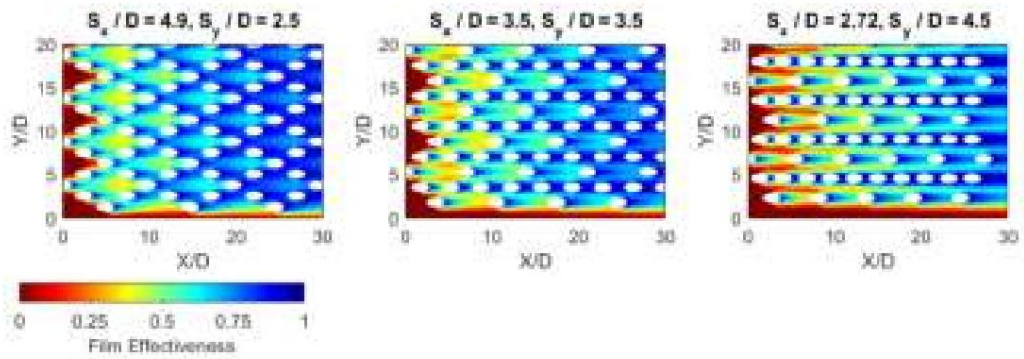


Рисунок 9. Контуры эффективности пленки для TD2 и двух вариантов расстояния между пленками, для M = 0,30. TD2 (Sx = Sy = 3,5) — центральный график.

Machine Translated by Google

3.3. Результаты эксперимента

Чтобы учесть различия в туннельной скорости и свойствах жидкости между экспериментальными сериями, для сравнения использовался безразмерный массовый расход, определенный в уравнении (5), где ¯h — средний коэффициент теплопередачи (Вт/м2/K). A — площадь поверхности плоской пластины.

$$м = \frac{m \cdot ccp}{\bar{h}A} \quad (5)$$

Усредненная эффективность пленки для видимой области камеры была рассчитана для каждого условия и показана на рисунке 10. При m около 1 существуют три отдельные группы эффективности пленки, каждая с постоянным Sy. Между тремя группами по мере уменьшения Sy эффективность пленки возрастает. При больших значениях m эти линии расходятся, и пористость (т. е. Sx) определяет диапазон эффективности пленки. Для ясности результаты с наименьшим расстоянием по размаху (Sy/D = 3,0) выделены и демонстрируют наилучшие характеристики во всем диапазоне m . Это указывает на то, что Sy более важен для защиты пленки, чем Sx. Кроме того, линию , изображенную треугольниками (Sx/D = 4,5, Sy/D = 6,0) и звездами (Sx/D = 6,0, Sy/D = 4,5), можно увидеть при сравнении двух геометрий с одинаковой пористостью. Во всем диапазоне m

, последняя геометрия с более низким Sy имеет более высокую среднюю эффективность пленки.

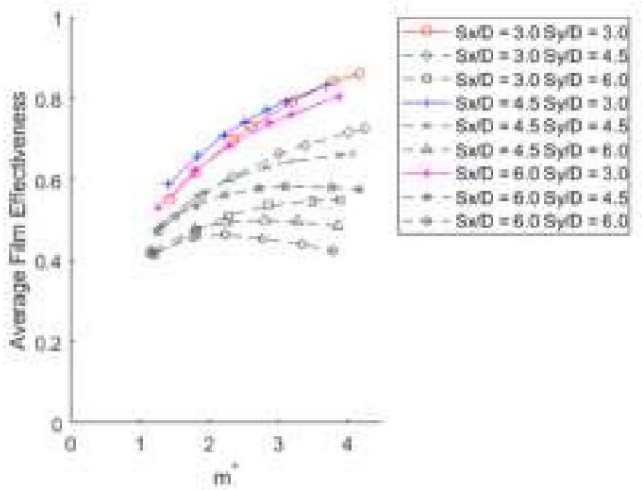


Рисунок 10. Экспериментальная общая эффективность пленки в отношении безразмерного массового потока (м). Геометрии с Sy/D = 3,0 выделены и имеют самый высокий средний уровень защиты пленки, что иллюстрирует преимущества, связанные с малым расстоянием между пленками по размаху.

Общей характеристикой этих кривых является увеличение защиты пленки с потоком охлаждающей жидкости, которое выравнивается по мере насыщения охлаждающей жидкости, а для геометрии Sy = 3,0 они приближаются к эффективности пленки 0,9. В случаях с более низкой пористостью не только достигается плато, но и снижается эффективность пленки. Это является следствием высоких скоростей обдува и возникновения отрыва струи. Неожиданным наблюдением стала более высокая средняя эффективность пленки для Sx/D = 4,5, Sy/D = 3,0 по сравнению с наиболее пористой геометрией (Sx/D = Sy/D = 3,0) для всех, кроме самого высокого массового расхода, что обсуждается более подробно. ниже.

Контуры эффективности пленки для двух массовых потоков, примерно m = 1,8 и m = 3,2, показаны на рисунках 11 и 12 соответственно. Улучшенная пленочная защита очевидна для самых пористых конструкций, а также преимущество малого расстояния между пролетами. Наиболее поразительной особенностью является то, что близость отверстий пленки к соседним («в шахматном порядке») рядам усиливает наложение пленок. Это все еще присутствует при Sy/D = 4,5, хотя и в меньшей степени. Однако при Sy/D = 6,0 он практически отсутствует.

Machine Translated by Google

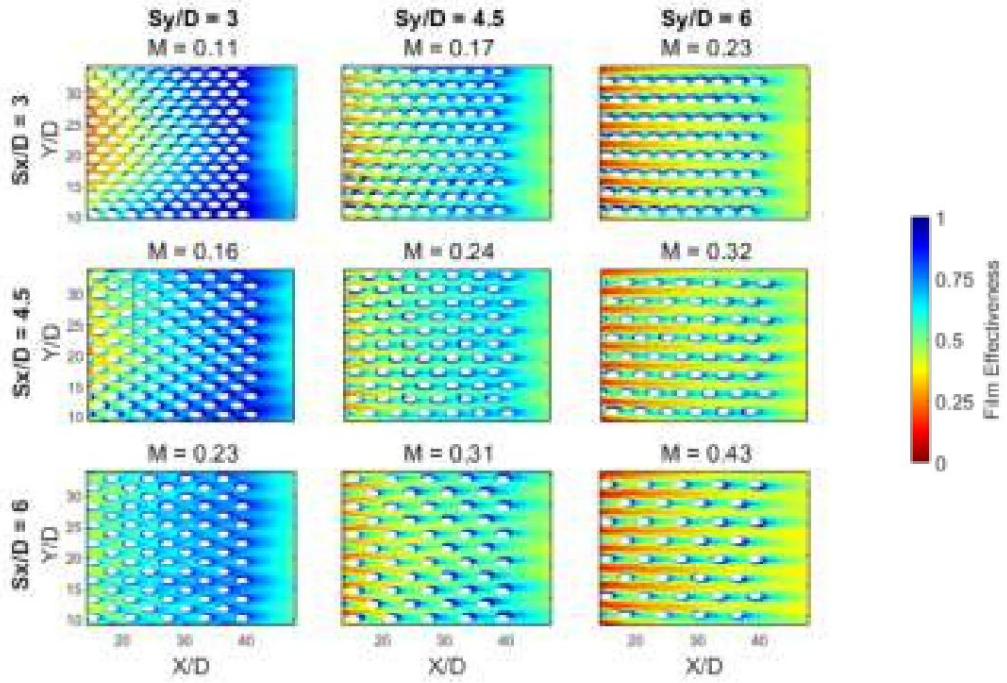


Рис. 11. Экспериментальные контуры эффективности пленки при m 1,8. Коэффициент обдува (M) каждой геометрии отображается над каждым контурным графиком. В целом, повышенная пористость приводит к более равномерному покрытию пленки.

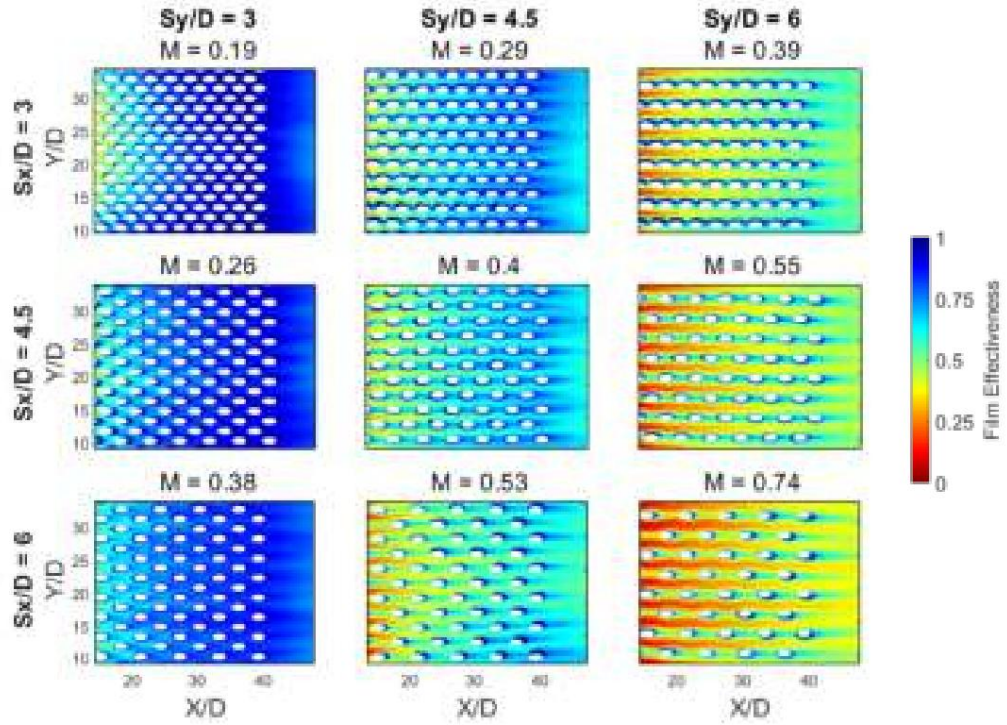


Рис. 12. Экспериментальные контуры эффективности пленки для m 3,2. Коэффициент обдува (M) каждой геометрии отображается над каждым контурным графиком. Геометрия с высокой пористостью образует насыщенные пленки, что обеспечивает равномерную и почти полную защиту. При меньшем количестве отверстий более высокий коэффициент обдува приводит к отрыву струи, что снижает эффективность пленки.

При двух самых высоких значениях пористости с Sy/D = 3,0 (Sx/D 3,0 и 4,5) наблюдается изменение эффективности пленки в поперечном направлении. Аналогичная особенность наблюдалась

Machine Translated by Google

Мюррей и др. [12], где плоская пластина с расстоянием между отверстиями Sx/D = Sy/D = 3,0 была исследована с использованием краски, чувствительной к давлению, для ряда коэффициентов выдувания. Было высказано предположение, что это является результатом изменения коэффициента продувки между отверстиями пленки по всему пролету и действием пограничного слоя на боковой стенке, снижающего скорость основного потока вблизи боковых отверстий пленки. В этом исследовании, учитывая расстояние между боковыми стенками и образцом для испытаний, дается еще одно объяснение изменения степени продувки. При больших расстояниях между размахами основной поток может мигрировать вокруг отдельных отверстий пленки, о чем свидетельствуют горячие полосы. Однако по мере уменьшения Sy основной поток должен также отклоняться вокруг близлежащих расположенных в шахматном порядке отверстий. Следовательно, увеличенная кривизна основного потока вверх создает повышенное статическое давление на выпускном отверстии пленки. Учитывая конечную боковую границу охлаждающей решетки, отверстия в пленке на краю не представляют большого препятствия для основного потока, поскольку он может изгибаться как вверх, так и вбок; таким образом, статическое давление ниже на краю охлаждающей решетки по сравнению с серединой. Этим объясняется более высокая усредненная эффективность пленки при Sx/D = 4,5, Sy/D = 3,0 по сравнению с Sx/D = Sy/D = 3,0, поскольку теплоноситель отклоняется к периферийным отверстиям, а не к центральным. Кроме того, центральные отверстия выше по потоку для последней геометрии могут испытывать трудности из-за более низкой степени продувки, что может привести к засасыванию горячего газа в ведущие центральные отверстия пленки. Несмотря на эту особенность, геометрии с Sy = 3,0 по-прежнему демонстрируют высокую эффективность пленки во всей видимой области, даже вдоль центральной линии.

Здесь представлена усредненная по потоку эффективность пленки, которая показана на рисунках 13 и 14 с постоянным значением Sy для каждого графика. Этот показатель указывает на то, насколько равномерно защита перпендикулярна основному потоку. Для отверстий в пленке, расположенных с расстоянием Sy/D = 6,0, разница между пиковой и минимальной средней по потоку эффективностью пленки составляет примерно 0,4 по сравнению с 0,2 для Sy/D = 4,5 и 0,15 для Sy/D = 3,0.
Это подчеркивает, что уменьшение Sy увеличивает среднюю эффективность пленки, а также уменьшает дисперсию. Следовательно, можно сделать вывод, что если требуется равномерная защита, то расстояние между пленками по размаху имеет решающее значение для этой цели. Напротив, расстояние по направлению потока оказывает лишь незначительное влияние на это, но способствует увеличению средней эффективности пленки.

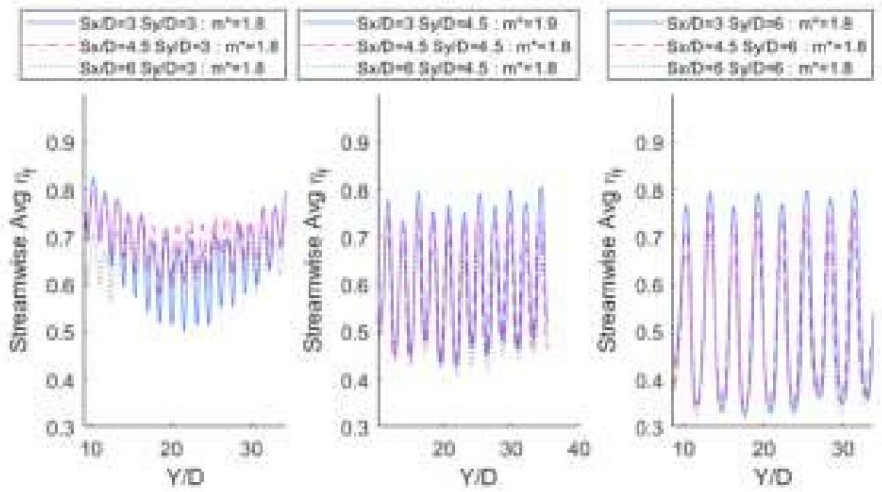


Рис. 13. Средняя по потоку эффективность пленки при m 1,8. На каждом отдельном графике показаны геометрии с постоянным Sy .

Machine Translated by Google

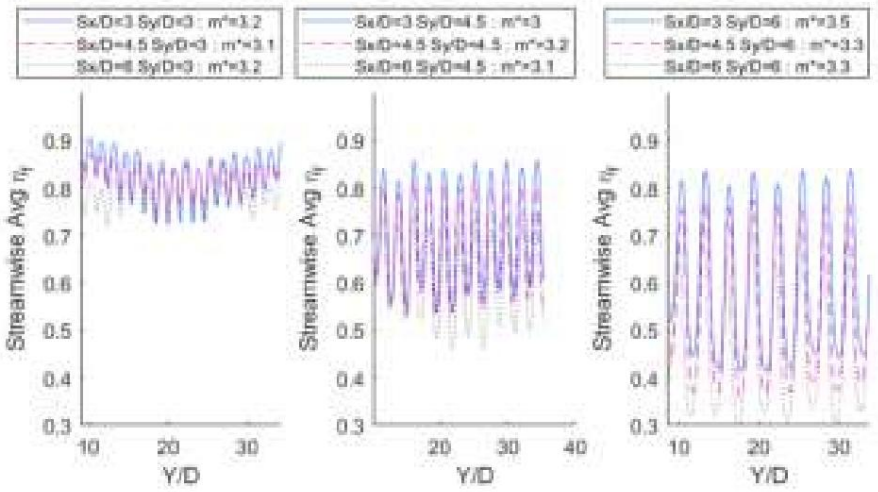


Рис. 14. Средняя по потоку эффективность пленки при m 3,2. На каждом отдельном графике показаны геометрии с постоянным Sy .

3.4. Численное и экспериментальное сравнение

Усредненная по размаху и по направлению эффективность пленки рассчитывалась с использованием модифицированного метода Гольдштейна-Селлерса на той же площади, что и инфракрасная камера: 14D < x < 48D и 9D < y < 34D. Результаты для m = 1,8 показаны на рисунках 15 и 16 , а результаты для m = 3,8 — на рисунках 17 и 18, причем сплошная и пунктирная линии представляют экспериментальные и численные результаты соответственно.

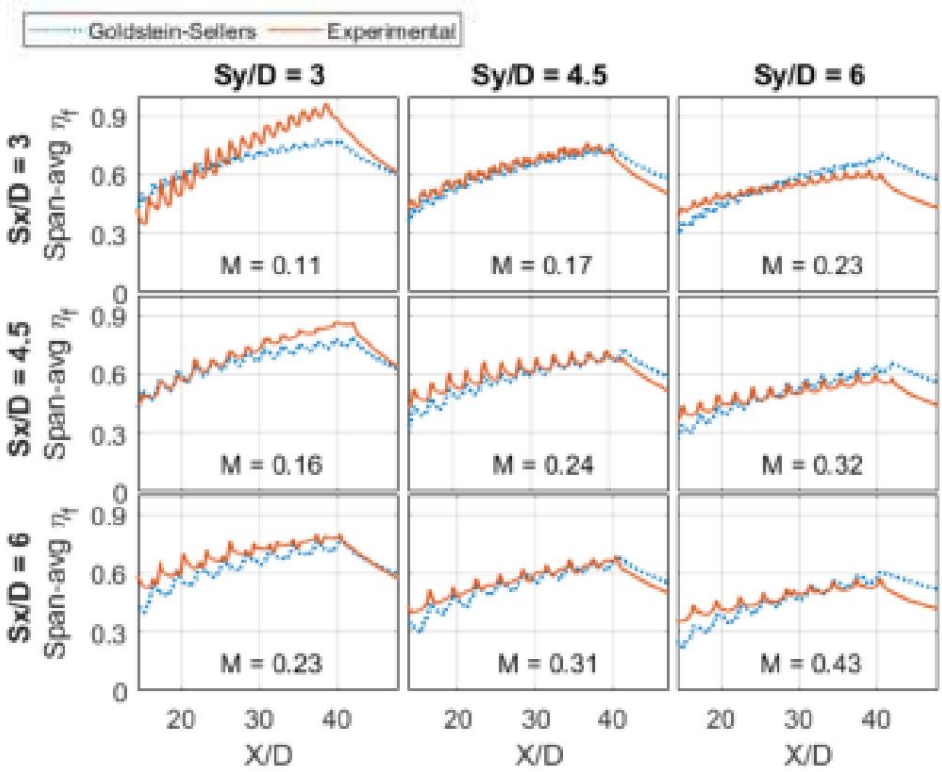


Рис. 15. Сравнение численной и экспериментальной эффективности пленки, усредненной по размаху, для m = 1,8.

Machine Translated by Google

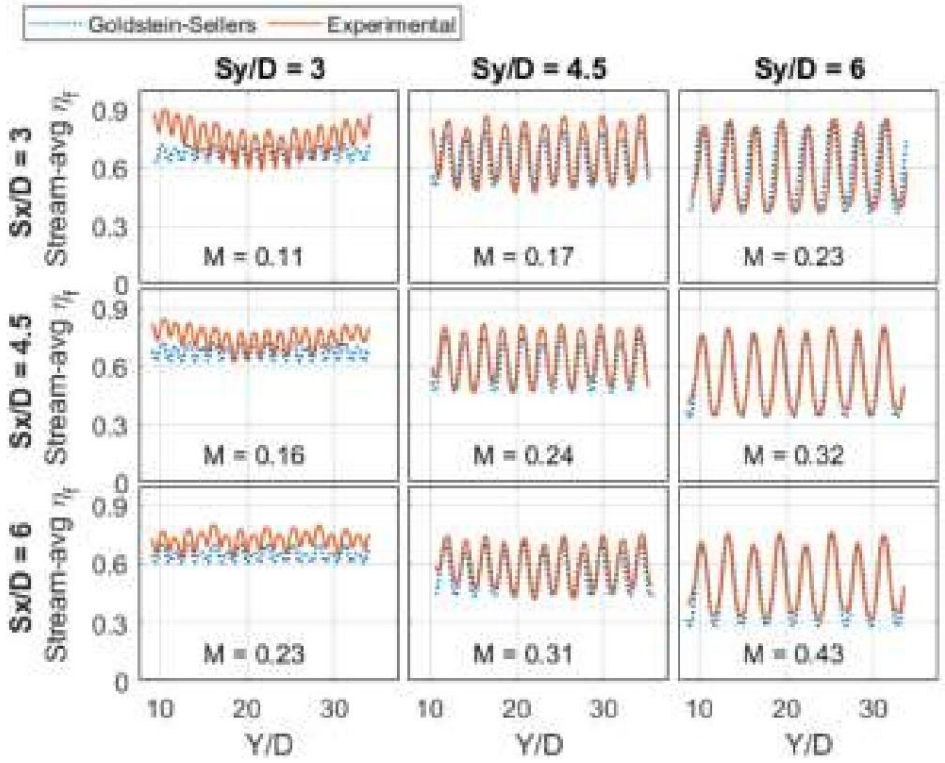


Рис. 16. Сравнение численной и экспериментальной эффективности пленки, усредненной по потоку, для m = 1,8.

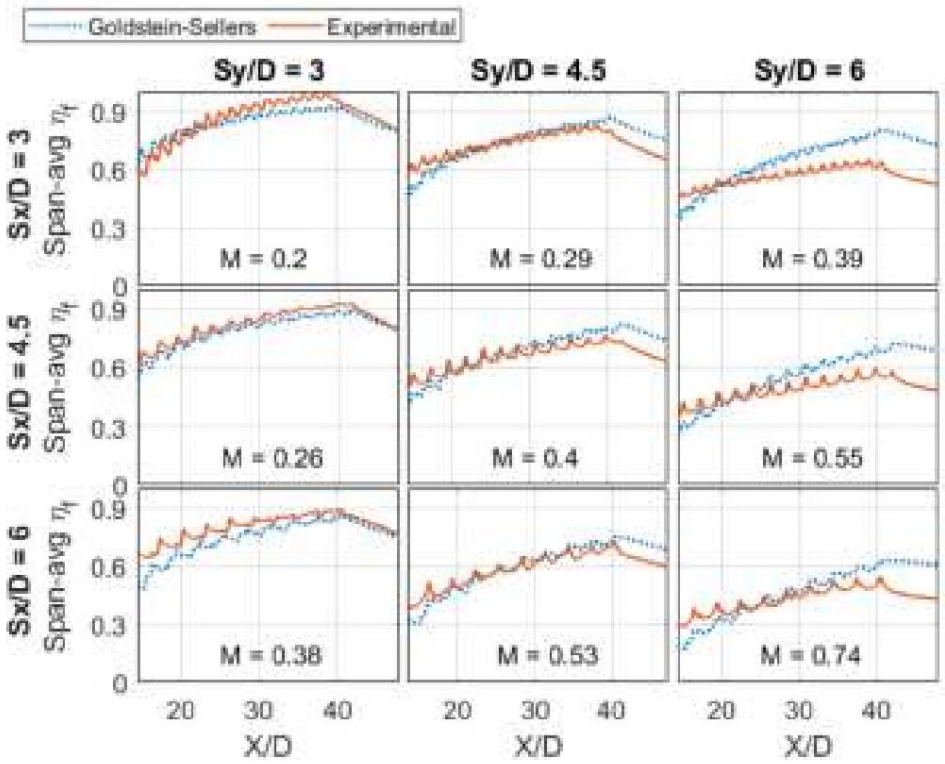


Рис. 17. Сравнение численной и экспериментальной эффективности пленки, усредненной по размаху, для m = 3,8.

Machine Translated by Google

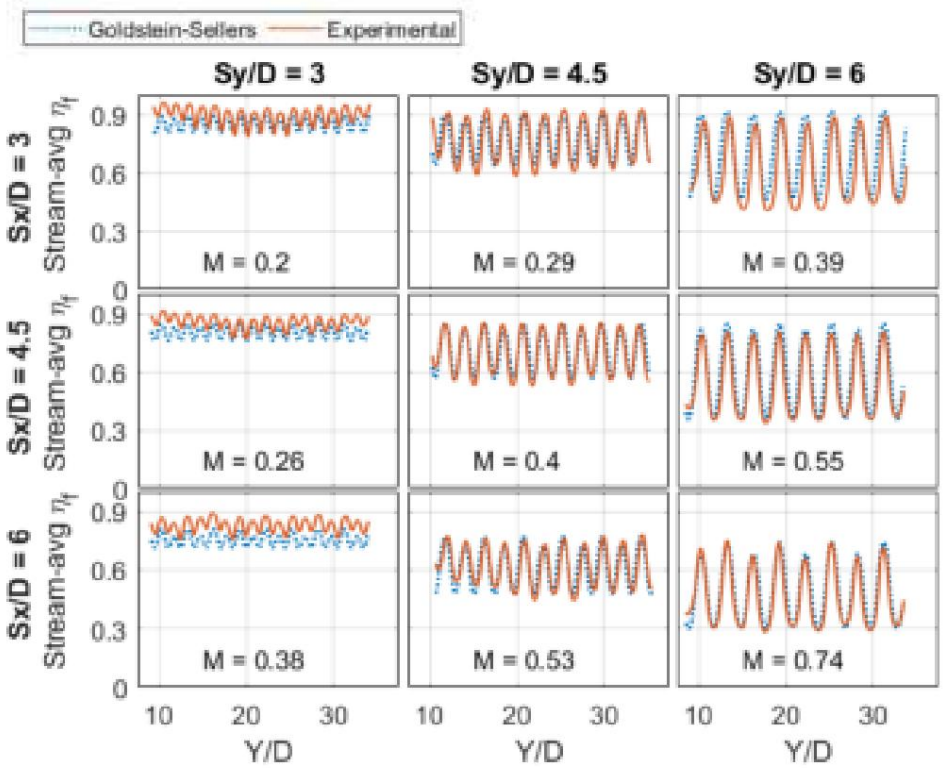


Рис. 18. Сравнение численной и экспериментальной эффективности пленки, усредненной по потоку, для m = 3,8.

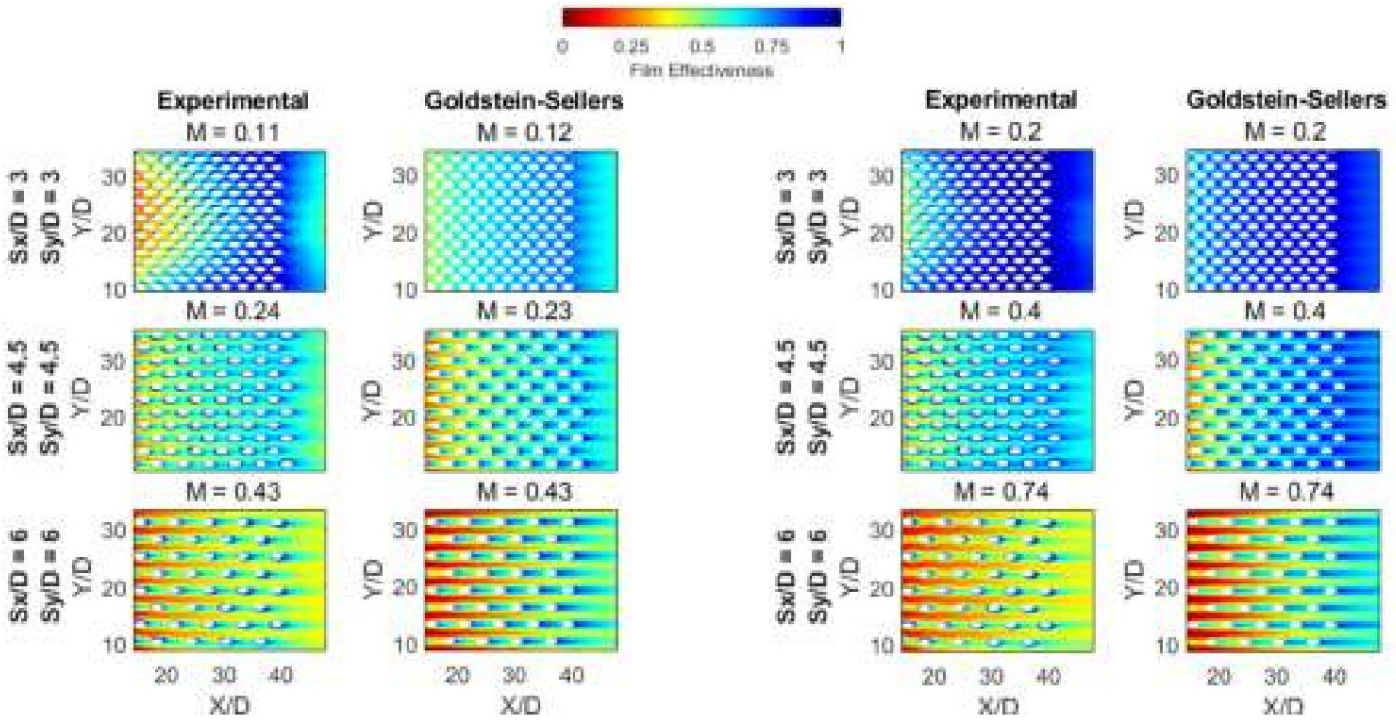
Модифицированный метод Гольдштейна-Селлерса отражает общую тенденцию средней эффективности пленки по размаху для всех геометрий. Для наибольшего расстояния по размаху (Sy = 6D) среднее значение ηf по размаху занижено для ведущих отверстий в пленке до X/D = 20, но завышено за пределами x/D = 40, что указывает на то, что, хотя начальная защита пленки была недооценена, эффект суперпозиции оказался чрезмерно оптимистичным. Та же тенденция наблюдается и для Sy = 4,5D, но в меньшей степени. Для наименьшего расстояния по размаху (Sy = 3D) усредненное по размаху ηf было хорошо зафиксировано, несмотря на небольшое занижение прогноза по всей области, с отклонением для Sx = 3D, Sy = 3D из-за предполагаемого переменного распределения массового расхода, как ранее обсуждалось.

Средняя по потоку эффективность пленки указывает на то, что пленки хорошо подобраны для Sy = 6D и Sy = 4,5D, при этом численные результаты показывают более высокую эффективность пленки непосредственно после отверстий пленки и более низкую эффективность пленки в промежутках между колоннами отверстий пленки. Это предполагает, что отсутствие покрытия пленки с боковым распространением было предсказано численно. Для Sy = 3D численная модель дает заниженные прогнозы по всей пластине; однако уровень различий между рядами пленки был одинаковым.

Усредненная эффективность пленки по размаху и по направлению показывает, что модифицированный метод Гольдштейна-Селлерса может предсказать суперпозицию расположенных в шахматном порядке массивов пленок как для плотно упакованных, так и для умеренно расположенных отверстий пленки. Это дополнительно исследуется с помощью контуров эффективности пленки для обоих экспериментов и численного метода на рисунках 19a,b. Три геометрии с равномерно расположенными отверстиями в пленке (Sx = Sy) показаны при двух массовых потоках, при этом над каждым графиком указана степень продувки. Для наименьшего расстояния между пленками (Sx = Sy = 3D) два массовых потока рисуют контрастную картину. При m = 1,8 в экспериментах эффективность пленки была ниже в верхних рядах пленки, и это было более выражено в центральной части матрицы. И наоборот, эффективность фильма возрастает по мере продвижения вниз по течению по сравнению с фильмом Гольдштейна-Селлерса. Во многом это произошло из-за переменного распределения массового расхода, наблюдаемого для высокопористых геометрий. По мере увеличения массового расхода до m = 3,8 это явление становится менее выраженным и может быть связано с более ранним насыщением эффективности пленки, и, таким образом, различия ограничиваются верхними рядами за пределами поля зрения ИК-камеры. Авторы пре

Machine Translated by Google

Исследование верхних рядов для плотно упакованных пленочных массивов должно быть проведено в будущих работах.



(а) м 1,8 (б) м 3,8 Рис. 19. Сравнение контуров эффективности пленки между экспериментами и Гольдштейном–Селлерсом. Расстояние между отверстиями пленки указано для каждого ряда, а соответствующие коэффициенты выдувания отображаются над каждым графиком.

Для двух других геометрий, показанных на рисунке 19 (Sx = Sy = 4,5D и Sx = Sy = 6D), эффективность пленки была завышена для центральных линий отверстий в пленке; однако, по-видимому, это происходит за счет горячих полос между отверстиями пленки. Это указывает на увеличение смешивания в экспериментальном исследовании, которое не учитывается подходом Селлерса. Некоторые расхождения могут быть связаны с производственными различиями между экспериментальными деталями в этом исследовании и теми, которые использовались в [12,17] при формулировке модифицированного уравнения Гольдштейна. В данном исследовании плоские пластины были изготовлены из ROHACELL, и, следовательно, границы отверстий имели значительные отклонения, что может усиливать боковое расплывание пленок и увеличивать турбулентность струй пленки.

4. Выводы

Влияние переменного расстояния между отверстиями в пленке по размаху и по направлению было исследовано для расположенных в шахматном порядке решеток отверстий. Хотя уменьшение обоих расстояний повышает эффективность пленки, расстояние по размаху является более эффективным, и можно избежать отрыва струи при более высоких массовых расходах. Кроме того, диапазон усредненной по потоку эффективности пленки уменьшается вдвое при переходе от Sy = 6,0 к Sy = 4,5, что указывает на более равномерное покрытие. Таким образом, стоит рассмотреть возможность отказа от равного расстояния по размаху и по направлению для эффузионных конструкций, несмотря на то, что это обычная практика в отрасли. Это может быть важно в конструкциях, стремящихся увеличить пористость отверстий в пленке, поскольку в производственных реалиях может возникнуть необходимость в пропущенных рядах для структурных целей. Дальнейшая работа требует решения проблемы распределения переменного массового расхода между отверстиями пленки для геометрий с пористостью

Высокопористое пленочное покрытие отверстий представляет собой эффективный метод охлаждения с эффективностью пленки, приближающейся к 0,9. Однако для лучшего понимания общих последствий для конструкций, более похожих на двигатели, следует учитывать эффективность металла и механические напряжения . Это область исследований, исследованных Эльмукашфи и др. [21], и авторы данного исследования планируют расширить эту тему.

Machine Translated by Google

Модифицированный метод суперпозиции пленки Гольдштейна-Селлерса сравнивался с экспериментальными результатами для диапазона смещенных расстояний между отверстиями в пленке. Было показано, что этот метод позволяет предсказать поведение суперпозиции пленок относительно хорошо, но не полностью учитывает латеральное перемешивание. Следовательно, этот метод может быть полезным инструментом для предварительных оценок. и использовать в исследованиях несвязанных конъюгатов.

Вклад авторов: MC: Исследования и концептуализация, методология, экспериментальные и численная работа и написание рукописи; АМ: методология, обзор и редактирование; БК: методология; ИП: Супервайзер; ИМ: Супервайзер. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукопись.

Финансирование: Данное исследование финансировалось за счет гранта EPSRC «Транспирационное охлаждение» (EP/P000878/1).

Благодарность: Авторы выражают благодарность за постоянную поддержку, оказываемую Rolls-Royce plc и грант EPSRC на транспирационное охлаждение (EP/P000878/1). Авторы хотели бы также хотел бы поблагодарить технических специалистов и сотрудников Оксфордского института терможидкостей.

Конфликты интересов: Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; в сборе, анализах, или интерпретация данных; или при написании рукописи.

Номенклатура

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

Сокращения		
ИК	Инфракрасный	
OTI	Оксфордский институт терможидкостей	
Безразмерные числа		
ηf	Эффективность фильма	
φ	Пористость	
c1	Константа расстояния по размаху	
c2	Константа формирования по размаху	
M	Коэффициент обдува	
м*	Безразмерный массовый расход	
xdecay	Потоковое распад пленки на расстоянии	
Характеристики		
αt	Турбулентная температуропроводность	м2/с
м˙	Массовый расход	кг/с
γ	Угол наклона отверстия	градус
λ	Теплопроводность	Вт/м·К
ρ	Плотность	кг/м3
м2 Аф	Площадь поверхности отверстия	
Как	Площадь покрытия отверстий в пленке, м2	
кП	Удельная теплоемкость	Дж/кг·К
D	Диаметр	м
H	Толщина пластины	м
час	Коэффициент теплопередачи	Вт/м2 ·К
к	Теплопроводность	Вт/м·К
Сх	Продольное расстояние	м
Сай	Интервал по размаху	м
T	Температура	К
V	Скорость	РС
Индексы		
Бесплатная трансляция		
оу	Адиабтическая стена	
с	охлаждающая жидкость	
ж	фильм	

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Исследовательские советы Великобритании. Системы транспирационного охлаждения турбин реактивных двигателей и гиперзвуковых полетов; Исследовательские советы Великобритании: Суиндон, Великобритания, 2018.
2. Эккерт Р.Г.; Эсгар, Дж. Б. Обзор преимуществ и проблем, связанных с транспирационным и пленочным охлаждением лопаток газовых турбин ; HAKA-PM-E50K15; Меморандум Национального консультативного комитета по исследованиям в области аэронавтики: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1951 г.
3. Полежаев Я. Транспирационное охлаждение лопаток высокотемпературных газовых турбин. Конверторы энергии. Менеджер. 1997, 38, 1123–1133. [Перекрестная ссылка]
4. Кревинкель Р. Обзор исследований по охлаждению выхлопными газами газовых турбин. Межд. J. Тепломассообмен. 2013, 66, 706–722. [Перекрестная ссылка]
5. Баттисти, Л.; Федрицци, Р.; Серри, Дж. Новая технология эффузионного охлаждения лопаток газовых турбин. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2006: Энергия для суши, моря и воздуха, Барселона, Испания, 8–11 мая 2006 г.; Том 3, стр. 491–501.
6. Роджерс, Н.; Рен, З.; Баззард, В.; Суини, Б.; Тинкер, Н.; Лиграни, П.; Холлингсворт, К.; Либераторе, Ф.; Патель, Р.; Хо, С.; и др. Влияние конфигурации и условий охлаждения с двойными стенками на эффективность эффузионного охлаждения с полным покрытием. Я. Турбомах. 2017, 139, 051009. [CrossRef]
7. Цзян, Ю.; Мюррей, А.; Ирландия, П.; Ди Маре, Л. Взаимодействие струй охлаждающей жидкости в системе эффузионного охлаждения: экспериментальное и численное исследование; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2019.
8. Нгетич, Г.К.; Ирландия, ПТ; Мюррей, А.В.; Ромеро, Э. Трехмерный сопряженный подход для анализа лопаток турбины с двойными стенками и эффузионным охлаждением . В материалах ASME Turbo Expo 2018: Техническая конференция и выставка турбомашин, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.
9. Бернхард Густавссон, КМ; Гуннар Йоханссон, Т. Экспериментальное исследование распределения температуры поверхности на эффузионном охлаждении. тарелки. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 2001, 123, 308–316. [Перекрестная ссылка]
10. Селлерс, Газопленочное охлаждение JP с несколькими станциями впрыска. AIAA J. 1963, 1, 2154–2156. [Перекрестная ссылка]
11. Муска, Дж. Ф.; Фиш, RW; Суо, М. Аддитивная природа пленочного охлаждения из рядов отверстий. Дж. Инж. Газовые турбины Энергетика 1976, 98, 457–463. [Перекрестная ссылка]
12. Мюррей, А.; Ирландия, П.; Вонг, Т.; Тан, С.; Роулинсон, А. Экспериментальные и вычислительные методы высокого разрешения для моделирования эффективности многорядного эффузионного охлаждения. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2018, 3, 4. [CrossRef]
13. Гольдштейн, Р. Дж. Пленочное охлаждение. Адв. Теплопередача. 1971, 7, 321–379. [Перекрестная ссылка]
14. Цзян Ю.; Капоне, Л.; Ирландия, П.; Ромеро, Э. Детальное исследование взаимодействия между двумя рядами охлаждающих отверстий. АСМЭ. Дж. Турбомах. 2018, 140, 041008. [CrossRef]
15. Мюррей А.В.; Ирландия, ПТ; Роулинсон, А.Дж. Комплексный сопряженный вычислительный подход для оценки аэротермических и термомеханических характеристик систем с двойными стенками, охлаждаемыми эффузией. В материалах ASME Turbo Expo 2017: Техническая конференция и выставка турбомашин, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г. [CrossRef]
16. Мюррей А.В.; Ирландия, ПТ; Ромеро, Э. Разработка стационарной экспериментальной установки для анализа выпота с двойными стенками. Геометрия охлаждения. Я. Турбомах. 2019, 141, 041008. [CrossRef]
17. Балдауф, С.; Шульц, А.; Виттиг, С. Измерения локальной эффективности с высоким разрешением путем пленочного охлаждения с дискретными отверстиями. В материалах Международного конгресса и выставки газовых турбин и авиационных двигателей ASME 1999, Индианаполис, Индиана, США, 7–10 июня 1999 г. [Перекрестная ссылка]
18. Лутум Э.; Джонсон, Б.В. Влияние отношения длины отверстия к диаметру на пленочное охлаждение с цилиндрическими отверстиями. Я. Турбомах. 1999, 121, 209. [CrossRef]
19. Мюррей А.В.; Ирландия, ПТ; Ромеро, Э. Экспериментальные и вычислительные методы оценки двустенных систем эффузионного охлаждения. Я. Турбомах. 2020, 142, 111003. [CrossRef]
20. Ян, Л.; Мин, З.; Парбат, С.Н.; Чью, М.К. Влияние закупорки пор на транспирационное охлаждение с помощью аддитивных производственных перфорированных отверстий; В материалах ASME Turbo Expo 2018: Техническая конференция и выставка турбомашин, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2018 г.; п. В02ДТ47А004. [Перекрестная ссылка]
21. Эльмукашфи, Э.; Мюррей, А.В.; Ирландия, ПТ; Краны, АС Анализ термомеханических напряжений в двустенном выпотном охлаждении системы. Я. Турбомах. 2020, 142, 051002. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние различных моделей подсеточного масштаба и притока Условия турбулентности при переходе пограничного слоя в трансзвуковом каскаде линейных турбин

Этторе Бертолини 1,*, Пол Пиринджер 2 и Вольфганг Санс 1

1 Институт тепловых турбомашин и динамики машин, Технологический университет Граца, 8010 Грац, Австрия; wolfgang.sanz@tugraz.at ABES
2 Pircher and Partner GmbH, 8010 Грац, Австрия; paul.pieringer@abes-austria.com * Адрес для переписки: ettore.bertolini@tugraz.at

Аннотация: Целью данной работы является исследование влияния различных моделей подсеточного (SGS) замыкания и условий турбулентности притока на переход пограничного слоя на стороне всасывания высоконагруженного трансзвукового каскада турбин при наличии высокого набегающего потока. турбулентность с использованием моделирования больших вихрей (LES) тестового примера MUR237. Для численного моделирования был рассмотрен случай течения MUR237, и турбулентность набегающего потока была воспроизведена с использованием метода синтетических вихрей (SEM). Установлено, что на переход пограничного слоя на стороне всасывания лопатки существенное влияние оказывают выбор модели замыкания SGS и параметры РЭМ. Эти два аспекта были тщательно оценены в данной работе. Первоначально оценивалось влияние трех различных моделей замыкания (Смагоринского, WALE и модели кинетической энергии в масштабе подсетки). Среди них модель закрытия WALE SGS показала лучшие результаты по сравнению с моделями Смагоринского и KEM и по этой причине была использована в следующем анализе. Наконец, были оценены различные значения масштаба длины турбулентности , плотности вихрей и входной турбулентности для РЭМ. Как показали результаты, среди различных параметров основную роль в наступлении перехода на стороне всасывания лопатки играет выбор масштаба длины турбулентности .

Ключевые слова: ЛЕС; ламинарно-турбулентный переход; модель подсеточного масштаба; метод синтетических вихрей

Цитирование: Бертолини Э.; Пиринджер, П.; Санс, В. Влияние разных факторов Подсеточные модели и приток Условия турбулентности на Переход пограничного слоя в Каскад трансзвуковых линейных турбин. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 35. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030035 .

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 19 мая 2021 г.
Принято: 18 августа 2021 г.
Опубликовано: 27 августа 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

В современных авиационных двигателях ступени турбины вынуждены работать в экстремальных условиях из-за высокого давления, высоких температур и высокого уровня турбулентности Чтобы обеспечить производительность и срок службы компонентов, необходимы точные знания и контроль поля потока внутри машины. Особенно критичной является область потока, ближайшая к твердым поверхностям. Эта область называется пограничным слоем (ПС), и именно здесь вязкие эффекты приводят к обмену энергией и импульсом. Пограничный слой может быть как ламинарным, так и турбулентным, что оказывает большое влияние на такие процессы переноса, как трение о стенки и теплообмен. Кроме того, способность пограничного слоя оставаться прикрепленным к лопаткам в условиях неблагоприятных градиентов давления резко меняется от ламинарной к турбулентной. Поэтому контроль пограничного слоя становится важным в современных авиационных двигателях, где от каждой ступени требуются высокие нагрузки и высокий КПД.

За последние несколько десятилетий было проведено множество исследований, чтобы понять все сложные механизмы, происходящие в области пограничного слоя. Помимо экспериментального подхода, также использовалось численное решение уравнений Навье-Стокса (НС), поскольку оно может дать разработчикам априорную полезную информацию. Следовательно, было разработано и уточнено значительное количество численных моделей для точного прогнозирования эволюции пограничного слоя. Хотя модели RANS сыграли большую роль в моделировании пристенных течений, в последнее время благодаря быстрому росту

Machine Translated by Google

вычислительные ресурсы, более точные численные модели, такие как моделирование больших вихрей (LES) и прямое численное моделирование (DNS), которые десять лет назад считались практически невозможными для использования для условий потока, связанных с двигателем, становятся все более и более популярными. Среди этих трех LES кажется особенно привлекательным из-за более низких вычислительных затрат по сравнению с DNS, а также большей точности и адаптивности по сравнению с RANS, что делает его ценным выбором не только в исследовательских, но и в промышленных областях.

Одной из самых больших задач для LES при работе с потоками турбомашин является прогнозирование ламинарно-турбулентного перехода на поверхности лопатки при наличии турбулентности набегающего потока. Приходящая турбулентность оказывает большое влияние на эволюцию ШМ и требует тщательного моделирования для достижения точных результатов. Однако спецификация данных входного потока немного более сложна и сложна в LES по сравнению с RANS, поскольку нестационарный сигнал скорости турбулентности должен быть наложен на входную границу, чтобы воспроизвести статистику турбулентности реального потока. Дхаманкар и др. [1] представил обзор различных подходов, используемых для воспроизведения турбулентности. Среди различных методов метод синтетических вихрей (SEM) Jarrin et al. [2] был выбран в этой работе, поскольку его можно использовать для описания большого количества условий входной турбулентности с точки зрения масштаба длины турбулентности, анизотропии и интенсивности с относительно низкими вычислительными затратами и хорошей воспроизводимостью статистики турбулентности. Кроме того, легко изменить граничные условия притока, поскольку метод не требует предвар

Способность LES прогнозировать переход ШМ на высоконагруженной турбинной лопатке при наличии входной турбулентности исследовалась в работах [3–7]. В этих работах исследуемым случаем течения был каскад MUR, испытанный в Институте гидродинамики фон Кармана [8]. Каскад состоял из линейного расположения пяти лопастей, центральная из которых была предназначена для измерения давления и теплопередачи. В каскаде оценивалось влияние турбулентности набегающего потока, числа Рейнольдса набегающего потока и числа Маха на переход пограничного слоя и на теплообмен на лопатке . Каждый автор использовал разные методы воспроизведения статистики турбулентности притока и разные установки LES. Однако все численные конфигурации продемонстрировали недостатки в некоторых конфигурациях потока, показывая, что надежное предсказание перехода BL от ламинарного к турбулентному по-прежнему остается сложной задачей. В работе Джи и др. В работе [7] , в частности, было обнаружено, что на переход пограничного слоя на стороне всасывания лопатки существенное влияние оказывают выбор модели подсеточного замыкания (SGS) и параметры РЭМ.

Целью данной работы является исследование влияния различных установок LES на переход пограничного слоя на стороне всасывания лопаток каскада MUR при наличии синтетической входной турбулентности. Для моделирования использовался собственный код LINARS. Турбулентность притока описывается с использованием программы SEM, предложенной в [2], а численное моделирование относится к случаю потока MUR237.

Статья устроена следующим образом. Во-первых, оценивается влияние трех различных моделей закрытия . На основе результатов работы [7] стандартная модель Смагоринского сравнивается с моделью WALE и моделью кинетической энергии в масштабе подсетки с одним уравнением (KEM). После этого исследуется влияние параметров РЭМ, таких как интенсивность турбулентности, масштаб длины турбулентности и количество турбулентных вихрей.

2. Численный метод

2.1. Случай потока

Случай потока, исследованный в ходе моделирования, представлял собой тестовый пример MUR237. Этот случай течения является частью серии измерений (MUR132, MUR218 и MUR237), в ходе которых оценивалось влияние интенсивности турбулентности притока на теплообмен и переход пограничного слоя на поверхности лопатки. Всего каскад насчитывает 5 лопастей с длиной хорды, высотой лопастей и шагом лопастей 67,647 мм, 100 мм и 57,5 мм соответственно.

Основные параметры потока можно найти в таблице 1. MUR237 отличается более высоким уровнем (6%) турбулентности притока и более ранним ламинарно-турбулентным переходом пограничного слоя на стороне всасывания лопатки по сравнению с MUR218 (4%) и MUR132 (0,8%) случаев течения.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Параметры течения и граничные условия для численного исследования.

МУР237			
Параметр	Символ	Ценить	
Общая температура на входе	T1общ	417,3	K
Статическая температура на входе	T1c	415,43	K
Общее давление на входе	p1tot	1,753	бар
Вход статического давления	п1с	1,726	бар
Скорость на входе	v1	61,29	PC
Выход статического давления	p2s	1.179	бар
Температура стены	Твалл	299,85	K
Выход по номеру Рейнольдса	Реаут	1,0 × 106	-
Турбулентность набегающего потока	Вт	6,0%	-
Угол падения	β1	0	градус
Выходное число Маха	M2ис	0,775	-

2.2. Вычислительная сетка

Для варианта потока MUR237 было доказано, что поток в середине пролета независим. вторичных вихрей ступицы и бандажа и достаточно периодические по окружности. направление центральной лопатки [8]. Следовательно, числовая сетка учитывает только одну лопатку. канала, и рассматривается только часть всего размаха лопасти. Числовой диапазон был равна 10% от всей высоты лопатки, так как в работе [5] показано , что При дальнейшем увеличении числового диапазона существенного улучшения результатов быть не может. достигнуто. На рис . 1 представлена использованная расчетная сетка. Конфигурация с O-блоками вокруг лезвия использовался для того, чтобы гарантировать более высокую точность вблизи стенки лезвия. сохраняя при этом небольшое количество точек сетки в зоне набегающего потока, где такая сетка разрешение не нужно. Как видно в черной рамке на рисунке 1, количество ячеек точек вдоль продольного направления увеличивалась вдвое при движении к поверхности лопасти от один O-блок к последовательному. Всего было использовано 3 слоя O-блоков. На выходе, были добавлены два более грубых блока, чтобы увеличить диссипацию структур потока след и уменьшить отражения на выходной границе. Сетка насчитывает в общей сложности 38M. + точках сетки, и он был разработан для достижения максимального значения y +, x + и z 1,2, 40 и 30 соответственно. Кроме того, в области свободного потока максимальная сетка расстояние составляло 0,3 мм.

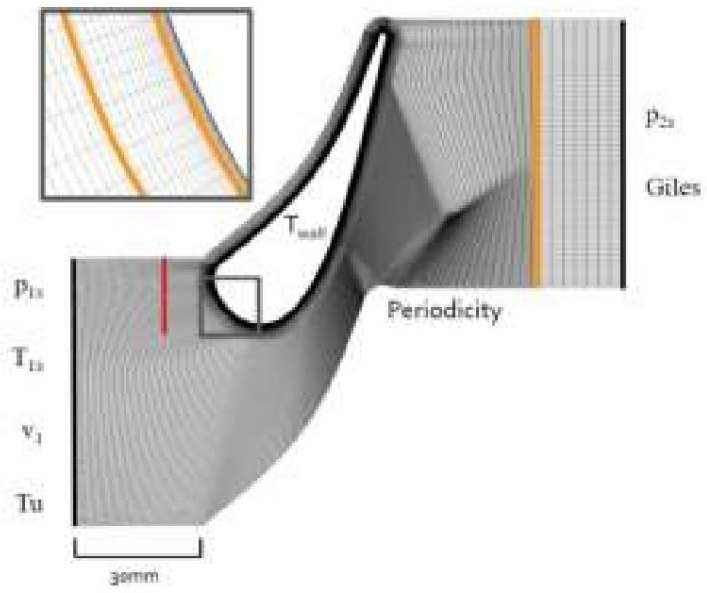


Рисунок 1. Расчетная сетка и O-блоки.

Machine Translated by Google

2.3. Граничные условия

На входе и выходе граничные условия задавались согласно рисунку 1 с параметрами, указанными в таблице 1. На выходе задавалось статическое давление, а также неотражающее граничное условие Джайлса [9] с целью повышения устойчивости. симуляций. На входе задавались статическая температура, статическое давление и средняя скорость, тогда как интенсивность входной турбулентности задавалась с помощью SEM. У стенки лопатки устанавливалась постоянная температура, равная 299,85 K. Между O-блоками вокруг лезвия и более грубыми блоками во внешних слоях для соединения граней использовалась интерполяция второго порядка. Дополнительную информацию об использованной интерполяции можно найти в [7].
Наконец, периодичность использовалась в окружном и продольном направлении.

2.4. Численные схемы

Для временной итерации использовался явный метод Рунге–Кутты четвертого порядка (RK4) с шагом по времени 4 × 10–9 с и максимальным значением CFL < 1. Для расчета потоков ячеек использовался взвешенный существенно была использована неколебательная схема (WENO), поскольку в [10] было доказано, что она дает лучшие характеристики по сравнению с центральными схемами и схемами TVD с точки зрения численной стабильности и диссипации.

2.5. Время вычислений

Моделирование выполнялось с использованием собственной программы LINARS. Числовая область была разделена на несколько блоков для параллельных вычислений, и для каждого моделирования использовалось в общей сложности 160 ядер. Для выполнения каждого моделирования требовалось примерно 2,5 × 105 часов работы .

2.6. Модели в масштабе

подсетки В этой работе использовались три различные модели SGS: Смагоринского-Лилли, локальная вихревая вязкость с адаптацией к стенкам (WALE) и модель кинетической энергии в масштабе подсетки с одним уравнением (K

2.6.1. Модель Смагоринского – Лилли

В данной работе использовалась стандартная модель Смагоринского–Лилли. Первоначально Лилли нашел значение коэффициента Смагоринского Cs, равное 0,17 [11]. Это значение дает хорошие результаты для изотропной турбулентности в области набегающего потока, но оно приводит к слишком высокой диссипации при работе с пристеночными течениями. Для этого типа потока обычно рекомендуется значение, равное 0,1. Однако в [7] было установлено, что при коэффициенте Смагоринского, равном 0,1, эволюцию пограничного слоя на лопатке МУР невозможно точно предсказать, поскольку модель замыкания все еще слишком диссипативна. Различные значения коэффициента Смагоринского были протестированы для случая потока MUR132, и было обнаружено, что значение, равное 0,05, дает наилучшие характеристики. По этой причине это значение также использовалос

Для того чтобы
уменьшить вязкость в пристеночной области:

$$\ell s = \min(\kappa d, CsV\ 1/3) \tag{1}$$

где d — расстояние от твердой стенки, к — константа Кармана к = 0,41, V — объем расчетной ячейки.

2.6.2. Модель УЭЛЬ

Модель WALE [12] представляет собой модель подсеточного масштаба, основанную на квадрате тензора градиента скорости. По сравнению со стандартной моделью Смагоринского-Лилли, в модели WALE вихревая вязкость в этой формулировке естественным образом стремится к нулю вблизи стенки, а также равна нулю в случае чистого напряжения сдвига. Вихревая вязкость переписывается как:

$$\mu t = \rho L \frac{2}{c} \frac{(C^{д}_{ijS\ идж)}\ ^{д\ 3/2}}{(СийСий)5/2 + (СийСий)^{5/4}} \tag{2}$$

Machine Translated by Google

$\overline{Sij}$ — тензор скорости деформации для разрешенного масштаба, который можно выразить как:

$$\overline{Сидж} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \overline{ui}}{\partial xj} + \frac{\partial \overline{uj}}{\partial xi}\right) \quad (3)$$

тогда как длина смешивания Ls и параметр S определяются соответственно как: ij

$$Ls = \min(\kappa d, C\omega V\ 1/3) \quad (4)$$

$$C_{ij}^{д} = \frac{\partial \overline{ui}}{\partial xj} \quad (5)$$

Коэффициент Cω был принят равным 0,325, так как доказано, что это значение дает удовлетворительные результаты для широкого диапазона потоков.

2.6.3. Модель KEM

В модели закрытия KEM вихревая вязкость выражается как:

$$\mu t = Ck\ ksgs\overline{V}^{1/3} \quad (6)$$

где ksgs — кинетическая энергия, связанная с подсеточными масштабами турбулентности, полученная из дополнительного уравнения переноса:

$$\frac{ksgs}{\tau} + uj\frac{\partial ksgs}{\partial xj} = \overline{\tau ij}\frac{\partial ui}{\partial xj} - Cc\frac{\kappa^{3/2}}{crc}\frac{\partial}{\partial xj}\left(\overline{\nu k} + \nu\sigma k\frac{\partial ksgs}{\partial xj}\right) \quad (7)$$

В уравнении членами в правой части являются соответственно производство, диссипация и диффузия. Константы задавались согласно работе [13] как Ck = 0,05, Cc = 1,0 и σk = 1,0, тогда как получали из объема ячейки как = V 1/3. Наконец, входное условие для кинетической энергии в подсеточном масштабе было установлено равным 6% входной кинетической энергии турбулентности.

2.7. СЭМ

Основные принципы SEM заключаются в следующем. Вихри, составляющие набор флуктуаций скорости, содержатся в ящике за пределами расчетной области. Вихри определяются в рамке координатами их центра, распределением колебаний скорости и размером. Местоположение вихрей определяется случайным образом, как и направление колебания , которое задается с помощью случайной величины, взятой из распределения { 1; 1} с равной вероятностью принять то или иное значение. Затем вихри передаются из окна SEM в расчетную область с использованием замороженной гипотезы Тейлора [2].

Устройство РЭМ, использованное в данной работе, было таким же, как и в [7], основные положения приведены здесь. Рассматривался изотропный турбулентный приток, поэтому интенсивность турбулентных пульсаций была одинаковой для трех компонент скорости и равна произведению средней входной скорости на интенсивность турбулентности (aii = TuU). Размер ящика был таким же в окружном и размаховом направлениях, что и входная граница основной расчетной области, тогда как длина в продольном направлении определялась путем умножения средней скорости на входе на постоянную времени τ как Lx = τU. Наконец, количество вихрей находили, как рекомендовано в работе [14], путем деления объема бокса РЭМ (VSEM) на куб масштаба длины турбулентности (σ) как:

$$N = VSEM/\sigma^{3} \quad (8)$$

Важно отметить, что когда все вихри внутри блока SEM переносятся внутрь вычислительной области, генерируется новый блок SEM. Новый блок SEM определяется новым набором случайных водоворотов. Случайные водовороты были выбраны из внешнего пула, ранее созданного с помощью MATLAB. Общее количество вихрей, содержащихс

Machine Translated by Google

бассейн был выбран для того, чтобы избежать временной периодичности входной турбулентности во времени. рамка симуляции. Как следствие, τ не оказывал никакого влияния на генерируемый турбулентность, но он использовался только для создания исходного окна SEM, используемого для визуализации потока. и для проверки правильности статистики турбулентности.

Для этого исследования были определены различные боксы SEM. Основные параметры каждый из них отображен в таблице 2. Во всех блоках задавалась турбулентность на входе 6,5 %. кроме SEM5T8, где использовалось 8%. Масштаб длины турбулентности составлял 5 мм. для SEM5 и SEM5T8, 3 мм для SEM3 и SEM3N4 и 2 мм для SEM2. Время постоянная τ была выбрана для того, чтобы внутри было достаточно вихрей в продольном направлении. блок SEM и хорошая статистика турбулентности. Затем было получено количество вихрей из уравнения (8), кроме SEM3N4, где заданное количество вихрей было в 4 раза больше. Наконец, в последнем столбце таблицы 2 плотность вихрей в Сообщается о коробке SEM. Как видно, плотность вихрей увеличилась за счет уменьшения масштаб длины турбулентности.

Таблица 2. Параметры блока СЭМ.

Имя	σ	Вт	τ	Н	Н/ВСЭМ
СЭМ2	2 (мм)	6,5 (%)	0,0006 (с)	2643 (-)	0,125 (1/мм3)
СЭМ3	3 (мм)	6,5 (%)	0,006 (с)	7831 (-)	0,037 (1/мм3)
СЭМ5	5 (мм)	6,5 (%)	0,01 (с)	2819 (-)	0,008 (1/мм3)
SEM3N4	3 (мм)	6,5 (%)	0,0005 (с)	2610 (-)	0,148 (1/мм3)
СЭМ5Т8	5 (мм)	8,0 (%)	0,01 (с)	2819 (-)	0,008 (1/мм3)

Для сравнения модели закрытия SGS только блок SEM5 использовался для определения входной турбулентности. Для исследования влияния входной турбулентности шкала длины, использовались SEM2, SEM3 и SEM5. Что касается влияния количества Вихри, моделирование с использованием SEM3 сравнивалось с моделированием с использованием SEM3N4. Наконец, SEM5 и SEM5T8 сравнивались с целью исследования влияния интенсивности турбулентности.

3. Результаты

В этом разделе представлены и обсуждаются результаты текущего исследования. Экспериментальный коэффициент конвективной теплопередачи (h) на поверхности лопатки сравнивался с предсказанным в результате моделирования LES. Чтобы получить h, основной поток параметры записывались каждые 5000 итераций. Затем производилось усреднение по времени, так и в продольном направлении. Чтобы доказать, что решение сошлось, интеграл коэффициента конвективной теплопередачи по области на стороне всасывания лезвия вблизи задней кромки оценивалось с течением времени. После того, как произошло сближение было выполнено 250 000 временных шагов и взято в общей сложности 50 образцов. h затем был получен по определению:

$$ч = \frac{q\dot{}wall}{T1тот — Твалл} \quad (9)$$

где q˙wall, T1tot и Twall — тепловой поток стенки, общая температура на входе и температура стенки соответственно. Наконец, для сравнения с экспериментами конвективный коэффициент теплопередачи отложен по криволинейной абсциссе (S) как для давления, так и для давления сторона (PS) и сторона всасывания (SS). В измерениях теплопередачи в тестовом примере MUR: была оценена неопределенность в 5%, поэтому она была учтена на графиках с помощью полосы ошибок.

3.1. Влияние модели закрытия SGS

Коэффициент конвективной теплопередачи, предсказанный тремя различными моделями SGS. для тестового примера MUR237 показано на рисунке 2. Если посмотреть на сторону всасывания (SS), то можно увидеть три модели достигли аналогичных уровней на передней кромке лопасти (0 мм < S < 20 мм). Начало

Machine Translated by Google

от S = 20 мм до S = 58 мм WALE и SMAG предсказали несколько более низкие уровни h по сравнению с KEM. Однако, начиная с S = 58, эта тенденция изменилась, и и WALE , и SMAG предсказали внезапное увеличение h из-за ламинарного перехода пограничного слоя в турбулентный (визуализация пограничного слоя для моделирования WALE представлена в разделе Рисунок 6). С другой стороны, KEM не показал полного перехода, и, следовательно, были достигнуты более низкие уровни h . Теперь обратим внимание на сторону давления: несмотря на то, что передача тепла на передней кромке лопатки была одинаковой, начиная с положения S = -5, все три модели демонстрировали некоторые различия. KEM, в частности, предсказал самые высокие уровни h по всему PS, тогда как SMAG и WALE показали аналогичное поведение, причем последний показал немного более низкие уровни теплопередачи.

Для дальнейшего анализа различий между протестированными моделями SGS также было рассчитано напряжение сдвига на стенке лопасти. Глядя на рисунок 3, в отличие от того, что было обнаружено для конвективной теплопередачи, три модели показали очень схожие уровни напряжения сдвига стенки на стороне давления лопатки, при этом WALE дает немного более низкие значения по сравнению с KEM и SMAG. Что касается SS, прогнозируемое напряжение сдвига стены было аналогичным в первой части стороны всасывания до S = 20 мм. С этого момента некоторые небольшие различия можно было обнаружить в области 20 мм < S < 60 мм, но снова это было ближе к задней кромке, где наибольшие отклонения между моделями могли быть обнаружены из-за различного прогноза ламинарного режима. турбулентный переход.

На рисунке 4 представлены профили скорости. Профили скорости экстраполировались в двух местах на CC при S = 60 мм (начало ламинарно-турбулентного перехода) и S = 80 мм (более турбулентное ШМ) и в одном на ПС при S = -20 мм. .
На графиках также включены теоретические решения течения плоской пластины как для вязкого подслоя (пунктирная линия), так и для логарифмического закона стенки (штрихпунктирная линия).
В целом профили скорости различных моделей SGS были очень похожи, когда пограничный слой был ламинарным (положения S = -20 мм и S = 60 мм), и они хорошо соответствовали теоретической форме вязкого подслоя. Напротив, в положении S = 80 мм модели вели себя совершенно по-разному. Профиль скорости KEM по-прежнему был ламинарным по сравнению с профилями WALE и SMAG, которые демонстрировали более турбулентный профиль. Среди трех моделей WALE показала лучшие результаты как в вязком подслое, так и в логарифмической области.

Снова взглянув на положение S = 80, ни одна из моделей SGS не соответствует профилю скорости турбулентности, заданному логарифмическим законом стенки. Чтобы найти причину расхождения , в этом месте также были построены профили скорости для решения RANS с моделью k-ω SST в сочетании с моделью перехода γ-Reθ . Как видно на рисунке 4, модель RANS лучше предсказала теоретическую линию в логарифмической области по сравнению с моделями LES. Глядя теперь на коэффициент теплопередачи на рисунке 2, можно ясно увидеть , что модель RANS продемонстрировала гораздо более быстрый переход по сравнению с LES, а также предсказала гораздо более высокий уровень конвективной теплопередачи после того, как этот переход пр
Это указывает на то, что модели LES не предсказывали полного перехода пограничного слоя , что могло бы объяснить несоответствие в логарифмической области профилей скорости и теплопередачи .

В целом, при сравнении экспериментальных и численных результатов, h был занижен во всех трех моделях LES, и эта разница была больше в кормовой части лопасти SS, где переход происходил гораздо ниже по потоку, чем в экспериментах.
Кроме того, как было ранее обнаружено в [6,7], прогнозируемая теплопередача лучше согласуется с экспериментальными результатами для случая потока MUR218, когда на входе генерировался более низкий уровень турбулентности (4%) (см. Рисунок 2).

Machine Translated by Google

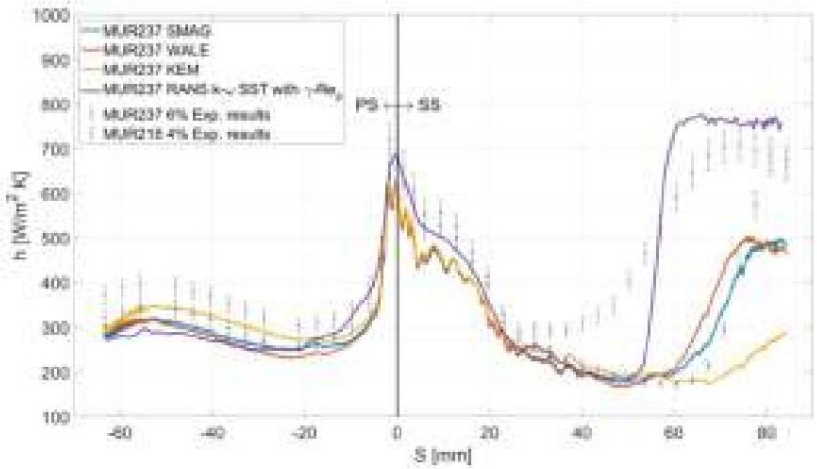


Рисунок 2. Влияние моделей закрытия SGS: коэффициент конвективной теплопередачи.

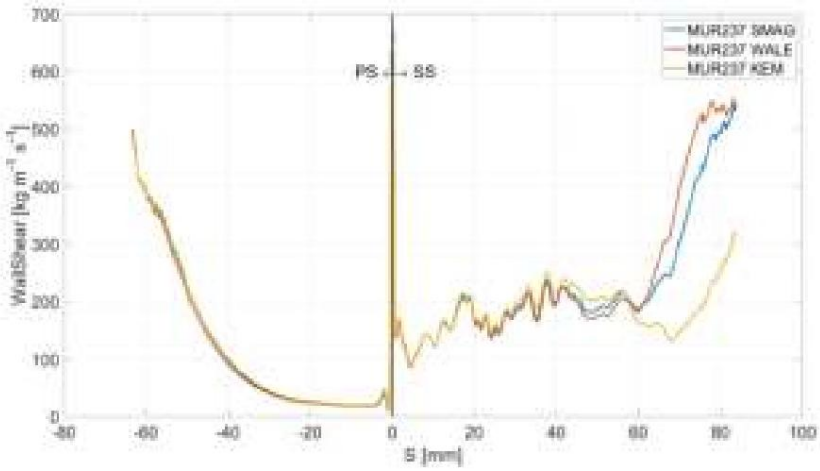


Рисунок 3. Влияние моделей закрытия SGS: напряжение сдвига стенки.

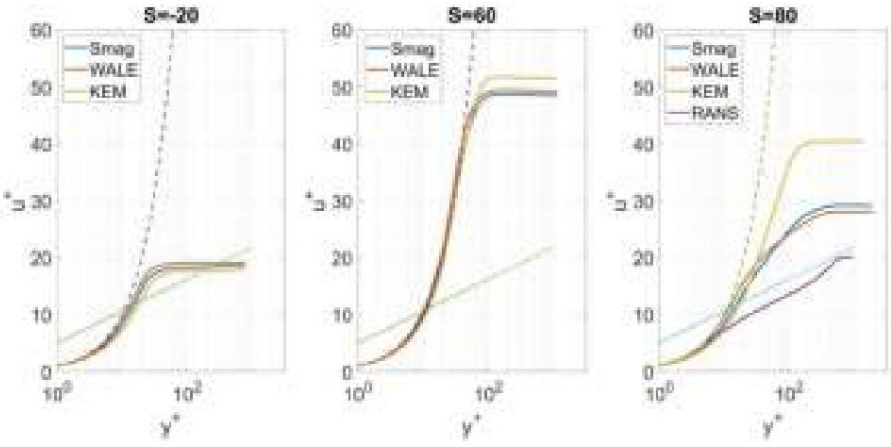


Рисунок 4. Влияние моделей закрытия SGS: профиль скорости.

В [7] остались некоторые открытые вопросы относительно происхождения отклонения между экспериментальными и численными результатами и того, связано ли оно с выбранной моделью замыкания SGS или параметрами SEM. Из этих результатов можно сделать вывод, что выбор модели SGS влияет на прогноз теплопередачи на поверхности лопатки как на стороне давления, так и на стороне всасывания, тогда как на SS это влияние, по-видимому, ограничивается ламинарной моделью BL. -турбулентная переходная область при взгляде на напряжение сдвига стенки. KEM имел большую подсеточную вязкость, чем WALE и SMAG, и это вызывало подавление ламинарно-турбулентного перехода на лопастной SS. WALE и SMAG дали схожие р

Machine Translated by Google

но первый, кажется, немного менее диссипативный, чем SMAG, а также лучше работает в субвязком слое пограничного слоя. Поэтому по этой причине он был использован в дальнейших исследованиях данной работы.

3.2. Влияние параметров ящика РЭМ В

качестве следующего шага обсуждается влияние параметров РЭМ на конвективный теплообмен и переход ШМ от ламинарного к турбулентному. В частности, отдельно рассматривается влияние масштаба длины турбулентности, количества вихрей, заданных в окне SEM, и интенсивности турбулентности.

3.2.1. Шкала длины турбулентности

В экспериментах не было дано никакой информации о масштабах длины турбулентности. Однако известно, что длина перемешивания оказывает большое влияние на переход пограничного слоя. В работах [5,6,15] можно найти глубокую дискуссию по выбору длины смешивания для моделирования случая течения MUR, а типичные значения, выбранные в их исследованиях, варьировались от 1,5 до 8 мм. В соответствии с диапазоном значений, найденным в литературе, для настоящего исследования были выбраны три различных масштаба длины турбулентности: 2 мм, 3 мм и 5 мм .

Для этого набора симуляций использовалась модель WALE, тогда как турбулентность задавалась в масштабах длины турбулентности 2 мм, 3 мм и 5 мм соответственно с использованием SEM2, SEM3 и SEM5 (см. Таблицу 2). Глядя на конвективную теплопередачу на рисунке 5, некоторые различия уже можно заметить на передней кромке лопатки, где большие значения теплопередачи можно найти для случаев потока 3 мм и 2 мм. Со стороны давления лопатки прогнозируемая теплопередача была очень похожей между SEM5 и SEM3, тогда как SEM2 предсказал немного более высокие уровни h от S = -20 мм до задней кромки. На стороне всасывания различия были более заметными. Начиная с передней кромки и до S = 20 мм, теплопередача была ближе к экспериментальным результатам для случая течения 3 мм, тогда как между 2 мм и 5 мм можно было обнаружить лишь небольшие различия. Между S = 20 мм и S = 40 мм казалось, что h сходился к одинаковым уровням для всех трех масштабов длины турбулентности, но, начиная с S = 40 мм, теплопередача для SEM3 значительно возросла, демонстрируя гораздо более ранний переход от ламинарного к турбулентный переход по сравнению с SEM5 и SEM2, где начало перехода было при S = 60 мм. При сравнении численных и экспериментальных результатов интересно, что масштаб длины входной турбулентности, равный 3 мм, значительно улучшил результаты, тогда как больший (5 мм) и меньший (2 мм) масштаб длины показал аналогичные, но худшие результаты.

Чтобы лучше понять причину такой разницы в результатах для случаев потока диаметром 3 мм и 5 мм, было исследовано взаимодействие между набегающей турбулентностью и пограничным слоем, рассматривая мгновенное поле потока вокруг лопатки. Как видно из изоповерхностей Q-критерия, окрашенных по величине скорости на рисунке 6, плотность вихрей в пристеночной области была значительно больше, когда был задан масштаб длины 3 мм. Следует помнить, что количество вихрей было выбрано в соответствии с уравнением (8), поэтому ожидалась меньшая плотность вихрей при использовании большего масштаба длины турбулентности (см. Таблицу 2). Как следует из рисунка 6 , это оказало большое влияние на пограничный слой, хотя на входной границе была предписана такая же интенсивность турбулентности. Наблюдая за контуром завихренности по размаху, также можно ясно видеть, что 3-миллиметровая входная турбулентность влияла как на напорную сторону BL, так и на всасывающую сторону, где начало перехода произошло гораздо раньше. С другой стороны, несмотря на то, что плотность вихрей была самой высокой для случая потока 2 мм, переход был обнаружен позже по сравнению со случаем потока 3 мм и аналогичен случаю потока 5 мм. Вероятно, это было вызвано большей диссипацией меньшего масштаба длины турбулентности, происходящей в области набегающего потока. Из-за более быстрой диссипации вихри, попавшие на пограничный слой, были слабее и не могли должным образом вызвать переход БС.

Machine Translated by Google

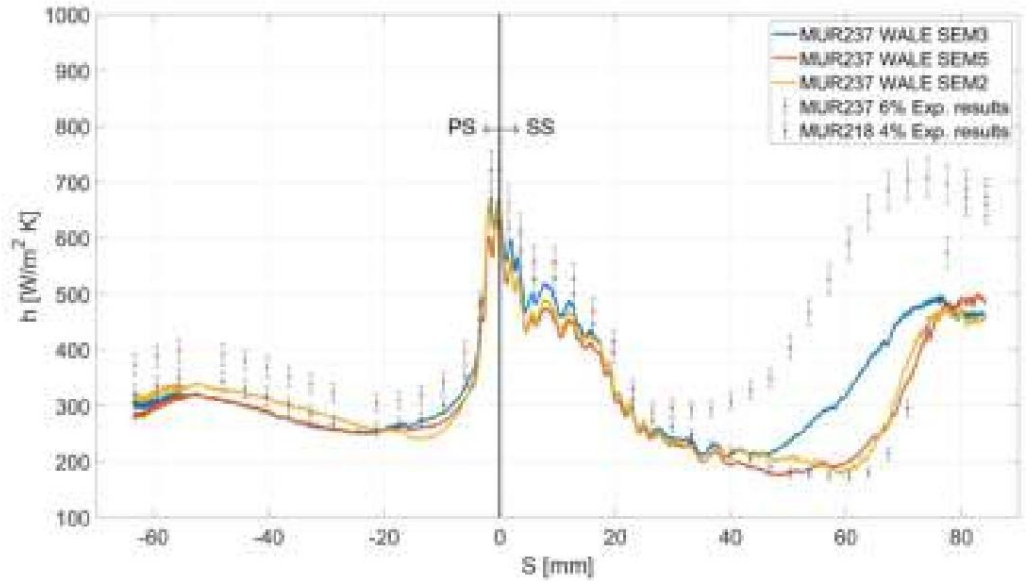


Рис. 5. Влияние масштабов длины турбулентности: коэффициент конвективной теплопередачи.

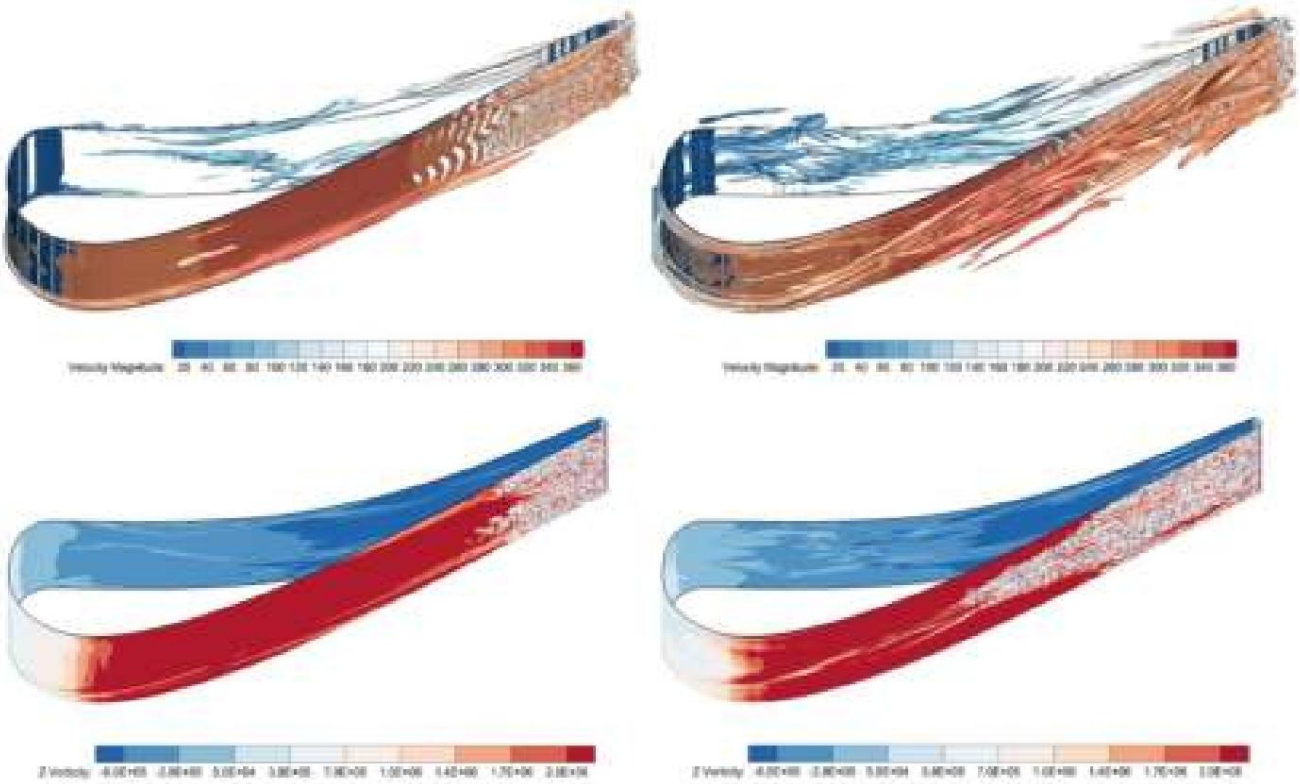


Рис. 6. Взаимодействие набегающих турбулентных вихрей с пограничным слоем для случаев 3 мм и 5 мм: изоповерхности Q = 1 × 108 , окрашенные по величине скорости (вверху), и контур завихренности по размаху на расстоянии 1 × 10 5 мм от поверхность лезвия (нижняя).

3.2.2. Количество вихрей

На рисунке 7 показаны результаты исследования влияния количества вихрей в окне СЭМ. Увеличение количества вихрей в четыре раза от SEM3 до SEM3N4 приводило к ухудшению качества результата, в частности, можно было обнаружить более позднее начало перехода. Сравнение уровня кинетической энергии турбулентности (TKE) между двумя вариантами течения было выполнено на расстоянии 10 мм выше по течению от ведущего по

Machine Translated by Google

край лезвия (см. красную плоскость на рисунке 1). SEM3N4 показал в этот момент почти на 6% меньше TKE по сравнению с SEM3, несмотря на то же значение на входной границе. Когда использовалось большее количество вихрей по сравнению с рекомендуемым в уравнении (8), внутри поля SEM существует больше областей, где вихри перекрываются. Это могло привести к ухудшению турбулентных пульсаций и, как следствие, к более быстрой диссипации ТКЭ в продольном направлении.

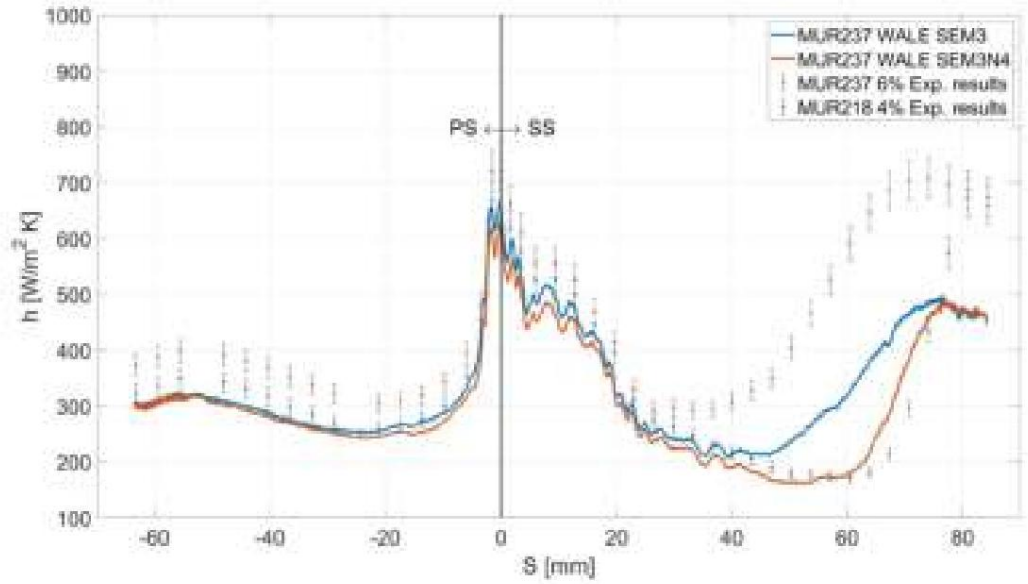


Рисунок 7. Влияние количества вихрей: коэффициент конвективной теплопередачи.

3.2.3. Интенсивность

турбулентности Глядя на рисунок 8, можно увидеть, что при увеличении интенсивности турбулентности с 6% до 8% для случая потока 5 мм можно обнаружить очень небольшие изменения в коэффициенте конвективной теплопередачи . Начало перехода на SS остается неизменным между двумя вариантами течения, хотя для случая более высокой турбулентности между S = 0 и S = 20 мм был предсказан несколько более высокий уровень h . Однако для SEM5T8 можно было наблюдать более быстрый переход .

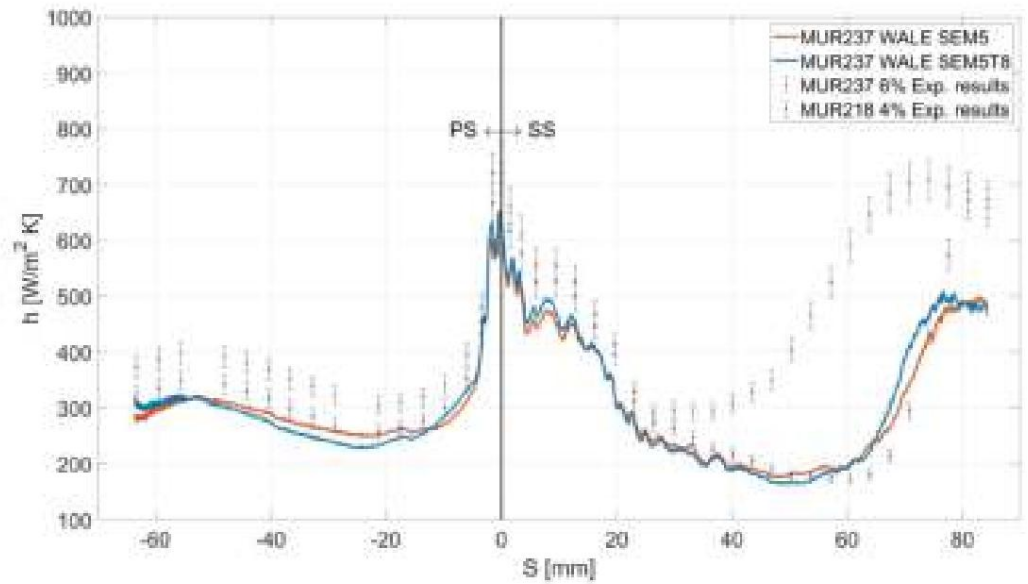


Рис. 8. Влияние интенсивности турбулентности: коэффициент конвективной теплопередачи.

Machine Translated by Google

4. Выводы

В данной работе обсуждалось влияние различных установок СЛС на переход пограничного слоя на стороне всасывания лопаток высоконагруженного каскада турбин при наличии синтетической входной турбулентности. В результате исследования различных моделей закрытия SGS (SMAG, WALE и KEM) было обнаружено, что выбор модели SGS повлиял на прогноз теплопередачи как на стороне давления, так и на стороне всасывания лопатки. В частности, основные различия существовали в области всаса, где происходил переход пограничного слоя от ламинарного к турбулентному. При этом КЭМ оказался гораздо более диссипативным, чем WALE и SMAG, и это привело к подавлению ламинарно-турбулен WALE и SMAG дали схожие результаты, но первый оказался немного менее диссипативным, чем SMAG, а также лучше работал в субвязком слое пограничного слоя.
Что касается влияния параметров РЭМ для задания входной турбулентности, таких как интенсивность турбулентности, масштаб длины турбулентности и количество турбулентных вихрей, было обнаружено, что масштаб длины турбулентности оказывает большее влияние на переход пограничного слоя и, следовательно, на теплоту. трансфер по сравнению с двумя другими. В частности, при масштабе длины турбулентности, равном 3 мм, обнаружено заметное улучшение численных результатов по сравнению с экспериментальными для коэффициента конвективной теплоотдачи, особенно для места начала перехода. Наконец, повышенная интенсивность турбулентности, по-видимому, не оказывает большого влияния на теплообмен, тогда как большее количество вихрей в боксе РЭМ приводило к уменьшению турбулентности и ухудшению статистики турбулентности.

Вклад авторов: концептуализация, EB, PP и WS; методология, EB, PP и WS; программное обеспечение, EB, PP и WS; валидация, ЭБ; формальный анализ, EB и WS; расследование, EB и WS; ресурсы, EB, PP и WS; курирование данных, EB и WS; письменное – подготовка оригинального черновика, ЭБ; написание — обзор и редактирование, EB, PP и WS; визуализация, ЭБ; надзор, WS; администрирование проекта , WS; приобретение финансирования, WS. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Исследование проводилось в рамках проекта ALESIA (Advanced Large Eddy Simulation in Aeroengines) при поддержке Федерального министерства транспорта, инноваций и технологий Австрии в рамках австрийской программы аэронавтики TAKE OFF.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы хотели бы выразить признательность за использование ресурсов HPC, предоставленных ZID Технологического университета Граца.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

БЛ	Пограничный слой
КФЛ	Курант – Фридрихс – Леви
DNS	Прямое численное моделирование
KEM	Модель кинетической энергии в подсеточном масштабе
ЛЕС	Моделирование больших вихрей
НС	Навье – Стоукс
ПС	Сторона давления
RANS	Усреднение по Рейнольдсу Навье – Стокса
	Масштаб подсетки SGS
SEM	Синтетический вихревой метод
СМАГ	Смагоринский
SS	Сторона всасывания
WALE	Адаптирующаяся к стене локальная вихревая вязкость

Machine Translated by Google

Римские символы

Копия	Константа модели KEM
ск	Константа модели KEM
Cs	Коэффициент Смагоринского
Cω	Константа модели WALE
д	Расстояние до стены
ℓc	Шкала длины Смагоринского
час	Коэффициент конвективной теплопередачи
ЛС	Длина смешивания
КСГС	Кинетическая энергия подсеточного масштаба
M2is	Выход изэнтропического числа Маха
p1tot	Входное общее давление
п1с	Статическое давление на входе
p2s	Статическое давление на выходе
q`wall	Тепловой поток на стенке
Номер Реаута	Рейнольдса на выходе
С	Криволинейная координата
— Сидж	Тензор скорости деформации
С д ij	Тензор скорости деформации для разрешенной шкалы
Т1с	Статическая температура на входе
Т1общ	Общая температура на входе
Температура стенки	Твалла
Tu	Уровень турбулентности
u+	Безразмерная скорость
v1	Скорость на входе
В	Объем расчетной ячейки
ВСЭМ	Объем бокса СЭМ
y+	Безразмерное расстояние от стены

Греческие символы

к	постоянная фон Кармана
μt	Вихревая вязкость
ρ	Плотность
σ	Турбулентная шкала длины коробки СЭМ
σк	Константа модели KEM
τ	Постоянная времени коробки SEM

Ссылки

1. Даманкар, Н.; Блейсделл, Г.; Лиринцис, А. Обзор граничных условий турбулентного притока для моделирования больших вихрей (Приглашенный). В материалах 22-й конференции AIAA по вычислительной гидродинамике, Даллас, Техас, США, 22–26 июня 2015 г. [Перекрестная ссылка]
2. Джаррин, Н.; Бенамадуш, С.; Лоуренс, Д.; Проссер, Р. Синтетический вихревой метод для создания условий притока для больших вихрей. моделирование. Межд. J. Поток тепловой жидкости 2006, 27, 585–593. [Перекрестная ссылка]
3. Бхаскаран, Р.; Леле, СК; Итон, Дж. К.; Мойн, П. Моделирование большого вихревого каскада турбин высокого давления; Стэнфордский университет: Стэнфорд, Калифорния, США, 2010 г.
4. Гурдэн Н.; Жикель, LYM; Мората, Э. Сравнение RANS-моделирования и файлов для прогнозирования теплопередачи в высоконагруженный направляющий аппарат турбины. В материалах 9-й Европейской конференции по турбомашиностроению: гидродинамика и Термодинамика, Стамбул, Турция, 21–25 марта 2011 г.; Том 2, стр. 847–862. [Перекрестная ссылка]
5. Мората, ЕС; Гурден, Н.; Дюшен, Ф.; Жикель, Л. Влияние турбулентности набегающего потока на нагрев лопаток турбины высокого давления передача, предсказанная структурированной и неструктурированной LES. Межд. J. Тепломассообмен. 2012, 55, 5754–5768. [Перекрестная ссылка]
6. Джи, С.; Джу, Дж.; Медик, Дж. Моделирование лопаток турбины высокого давления с помощью больших вихрей с турбулентностью на входе. В материалах ASME Turbo Expo 2016, Сеул, Корея, 13–17 июня 2016 г.; Объем 2D; Турбомашиностроение, ГТ2016–56980. [Перекрестная ссылка]
7. Бертолини, Э.; Пиринджер, П.; Санс, В. Моделирование большого вихря трансзвукового линейного каскада с синтетической входной турбулентностью. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2020, Лондон, Великобритания, 22–26 июня 2020 г.; Том 2C; Турбомашиностроение, ГТ2020–14461.
8. Артс, Т.; Ламбер де Рувруа, М.; Резерфорд, штат Аризона; Институт гидродинамики фон Кармана. Аэротермическое исследование Каскад направляющих лопаток трансзвуковой линейной турбины с высокой нагрузкой: тестовый пример для расчета невязких и вязких потоков; Техническое примечание Институт гидродинамики фон Кармана; Институт гидродинамики фон Кармана: Синт-Генезиус-Роде, Бельгия, 1990.

Machine Translated by Google

9. Джайлз, М.Б. Неотражающие граничные условия для вычислений по уравнению Эйлера. AIAA J. 1990, 28, 2050–2058. [Перекрестная ссылка]
10. Бертолини Э.; Пиринджер, П.; Санс, В. Прогнозирование перехода разделенного потока с использованием LES и переходной модели RANS. В материалах ASME Turbo Expo 2019, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.; Том 2C; Турбомашиностроение, ГТ2019–90214.
11. Поуп С.Б. Турбулентные потоки; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 2000.
12. Франк Н.; Дюкро, Ф. Моделирование напряжений в подсеточном масштабе на основе квадрата тензора градиента скорости. Флоу Турбул. Сжечь. 1999, 62, 183–200. [Перекрестная ссылка]
13. Ёсидзава А.; Хориути, К. Статистически полученная модель кинетической энергии в подсеточном масштабе для моделирования турбулентных потоков с большими вихрями. Дж. Физ. Соц. Япония. 1985, 54, 2834–2839. [Перекрестная ссылка]
14. Полетто, Р.; Крафт, Т.; Ревелл, А. Новый бездивергентный синтетический вихревой метод для воспроизведения условий входного потока для LES. Флоу Турбул. Сжечь. 2013, 91, 1–21. [Перекрестная ссылка]
15. Лю Ю. Прогнозы аэродинамики и теплопередачи в высоконагруженной турбинной лопатке. Межд. J. Поток тепловой жидкости 2007, 28, 932–937. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Нестационарное моделирование трансзвуковой ступени турбины с акцентом на прогнозирование турбулентности

Вольфганг Санс * и Дэвид Шайер

Институт тепловых турбомашин и динамики машин, Технологический университет Граца, 8010
Грац, Австрия; david.scheier@hotmail.com *
Переписка: wolfgang.sanz@tugraz.at; Тел.: +43-316-873-7229

Аннотация: Течение в трансзвуковой ступени турбины по-прежнему представляет собой серьезную проблему для правильного прогнозирования турбулентности с использованием модели вихревой вязкости. Поэтому было проведено нестационарное RANS-моделирование с использованием модели k-ω SST, основанное на предыдущем исследовании условий турбулентности на входе, чтобы увидеть, может ли это улучшить качество потока и прогнозирование турбулентности экспериментально исследованного потока турбины. Результаты нестационарного Q3D показали, что ни одно из различных граничных условий турбулентности не может правильно предсказать уровень турбулентности набегающего потока и максимальные значения. К счастью, влияние граничных условий на поле скоростей оказалось небольшим. Качественный прогноз сложных вторичных потоков хорош, но отсутствует согласие в прогнозировании возникновения и разрушения турбулентности.

Ключевые слова: ступень трансзвуковой турбины; моделирование нестационарного течения; вторичный поток; прогноз турбулентности; граничные условия турбулентности

Цитирование: Санс, В.; Шайер, Д. Нестационарное моделирование трансзвуковой ступени турбины с акцентом на прогнозирование турбулентности. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 36. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030036.

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 21 июля 2021 г.
Принято: 24 августа 2021 г.
Опубликовано: 27 августа 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья находится в открытом доступе.
распространяется на условиях и
условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND)
(https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Хотя коды CFD уже хорошо развиты и способны прогнозировать поток даже в очень сложной геометрии, все же необходимы предположения и упрощения в отношении турбулентности. Правильное предсказание турбулентности в высоконагруженной ступени турбины с использованием подхода RANS по-прежнему представляет собой проблему. Таким образом, эксперименты на испытательных стендах в реалистичных условиях потока, где также собираются данные о турбулентности, способствуют разработке и оценке кодов CFD.

Поэтому в Технологическом университете Граца Göttlich et al. [1] выполнили лазерную доплеровскую скорость (LDV) на трансзвуковой ступени турбины, где они измерили нестационарную скорость и турбулентность в плоскостях после статора и ротора. На основании экспериментальных данных Pieringer et al. [2] исследовали эффекты вторичного потока и взаимодействие вихря утечки на конце ротора с основным потоком с помощью устойчивого моделирования CFD. Поскольку согласие с измерениями не было полностью удовлетворительным, дополнительно моделировались галтели сопловых лопаток , однако согласие с измерениями не улучшилось [3].

В новой попытке Pecnik et al. [4] применили различные модели турбулентности при стационарном моделировании трансзвуковой стадии, где модель k-ω SST Ментера [5] могла лучше всего предсказать отрыв потока на задней кромке лопатки статора, но отклонения от данных измерений все же остались. остался. Поэтому в данной работе на основе [6] представлена дальнейшая попытка нестационарного моделирования трансзвукового ступенчатого течения с использованием модели k-ω SST, где особое внимание было уделено сравнению измеренной турбулентности после ротора с предсказал один. Это поможет прояснить ограничения RANS-моделирования при прогнозировании турбулентности в высоконагруженных трансзвуковых ступенях турбины.

2. Испытательная установка и экспериментальные данные.

Институт тепловых турбомашин и динамики машин Технологического университета Граца с 2001 года эксплуатирует трансзвуковую испытательную турбину как установку с холодным потоком и разомкнутым контуром. Первым объектом испытаний была трансзвуковая ступень турбины, в которой использовался лазерный доплеровский режим.

Machine Translated by Google

Для измерения нестационарного течения использовали велосиметрию (LDV) [1]. На рисунке 1 (слева) показано контур меридионального течения со статором и лопаткой ротора и основные размеры.

Сходящийся-расходящийся путь потока ускоряет поток до сверхзвуковых скоростей. Застой значения давления и температуры измерялись щупами на расстоянии 66 мм перед статором. статическое давление на передней кромке и на выходе измерялось в плоскости 158 мм за передняя кромка статора. Геометрические данные лопаток и важные условия эксплуатации сведены в таблицу 1. Геометрия профиля 24 лопаток статора и 36 ротора лезвий указано на рисунке 1 (справа). Эти номера лезвий подразумевают окружное периодичность 30 град.

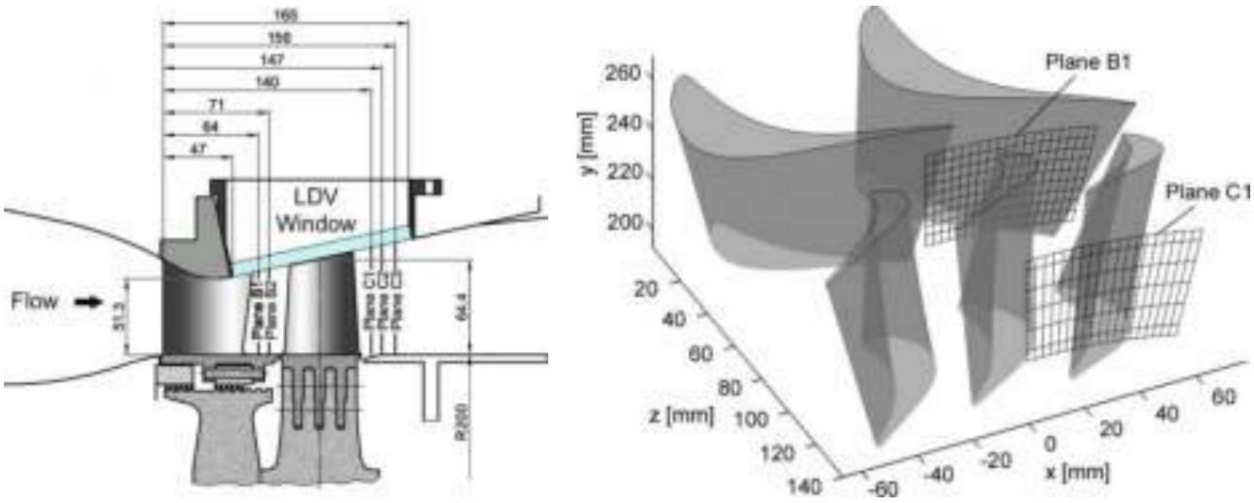


Рис. 1. Меридиональный вид канала потока (слева) и контуров лопаток с плоскостями измерения (справа).

Таблица 1. Геометрические данные ступени и условия эксплуатации.

Количество направляющих лопаток сопла Количество лопастей	24
ротора Хорда сопла (средний размах) [мм]	36
Угол поворота сопла [град.]	78,9
Хорда лопасти ротора (средний размах) [мм]	70
Угол поворота лопастей ротора [град.]	55,9
Высота сопла на выходе [мм]	107
Высота лопасти ротора на выходе [мм]	55,1
Зазор кончика/высота лезвия [%]	69,2
Степень давления ptot,in/pout	1,4
Число Рейнольдса на выходе из сопла	3.50
Число Рейнольдса на выходе из лопасти ротора	2,57 × 106
	1,69 × 106

Во внешнем корпусе смонтировано стеклянное окно для доступа ЛДВ к потоку. канал. Данные LDV были собраны в плоскости B1 после статора и плоскости C1 после ротора. (см. рисунок 1). Область измерения охватывала 15 град. окружное расстояние (= 1 статор шаг), так что при правильном фазовом сдвиге полная периодическая область в 30 град. соответствующий Можно было получить 2 статорных и 3 роторных канала. Из-за отражений на ступице и стекле В окне измерения охватывали примерно от 25% до 88% относительного диапазона в B1 и Относительный диапазон от 25% до 80% в C1 (см. рисунок 1 справа). Девять радиальных линий в плоскости B1 и семь радиальные линии в плоскости C1 пересекались с 20 позициями измерения на линию, где было собрано около 80 000 всплесков скорости. Им было поручено соответствующее положение ротора, т.е. 40 различных положений статора-ротора на шаг лопасти ротора (= 10 градусов), с с помощью триггерного сигнала, подаваемого системой контроля вала.

Machine Translated by Google

Чтобы получить турбулентность локально и во времени с помощью дисперсии, мгновенный вектор скорости vi каждого всплеска разлагался следующим образом:

$$v_i = \bar{v} + v' = \bar{v} + \tilde{v} + v' \quad (1)$$

где $\bar{v}$ — усредненная по ансамблю скорость, $\tilde{v}$ — усредненная по времени скорость, v — периодическая компонента скорости, v — неразрешенная компонента скорости, т. е. турбулентная пульсация. При наличии 40 окон оценки количество измерений скорости в каждом окне было по-прежнему достаточно большим, чтобы можно было определить среднее значение и уровень турбулентности с разумной неопределенностью. Для уровня достоверности 95 % неопределенность составляет 3,5 м/с в следе ротора и 0,9 м/с за его пределами для усредненной по ансамблю скорости, а также 11 м/с в следе ротора и 2,5 м/с вне следа ротора для были найдены неразрешенные скорости.

Поскольку применялась двумерная система ЛДВ, измерялись только скорости в осевом и окружном направлениях. Поэтому для расчета кинетической энергии турбулентности k были необходимы надежные оценки колебаний в радиальном направлении. Для этого измерения турбулентности с помощью системы CTA, выполненные Bauinger et al. [7] внутри двухступенчатой конфигурации на нашем испытательном стенде, были проанализированы и оценено отношение радиальных колебаний к среднему значению осевых и окружных колебаний. В плоскости после поворота стойки центроплана турбины среднее передаточное число составило 1,08 со стандартным отклонением 0,4. В самолете вскоре после лопасти LP среднее соотношение составляло 0,77 со стандартным отклонением 0,17. На основе этого соотношения кинетическую энергию турбулентности k можно оценить как

$$k = (0{,}69 \div 0{,}77)(u'^2 + v'^2) \quad (2)$$

Для последующих сравнений с данными измерений использовалось соотношение 0,75, что соответствует дисперсии радиальных колебаний как среднему значению дисперсий в двух других направлениях. По сравнению с меньшим значением 0,69 это означает завышение k на 8%.

Другая неопределенность связана с определением кинетической энергии турбулентности в моделировании, основанном на усреднении скорости Фавра (по массе) (см. уравнение (3)). Простая оценка ошибки из-за различных определений показала, что только для случая очень высоких отклонений турбулентности 2%, тогда как в большинстве случаев она ниже 1% [6].

$$k_{Favr} = \frac{1}{2}(\overline{u''^2} + \overline{v''^2} + \overline{w''^2}) \quad (3)$$

3. Численная установка

3.1. Решатель потока

Расчеты проводились с использованием программы Навье-Стокса LINARS, разработанной в Институте тепловых турбомашин и динамики машин (ITTM) Печником и др. [4], которая была успешно использована для решения множества приложений. Код решает сжимаемые усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса в консервативной форме с помощью полностью неявного метода конечного объема с временным маршированием. Структурированные сетки используются при многоблочном назначении. Код распараллеливается на осн

Невязкие потоки дискретизируются с помощью метода разделения разности потоков против ветра, предложенного Роу. Более высокий порядок пространственной точности для конвективных потоков достигается за счет монотонной восходящей схемы (MUSCL). Ограничитель применяется, чтобы избежать численной нестабильности . Вектор вязкого потока на границах ячеек строится методом центрального дифференцирования с использованием теоремы Грина. Линейная система алгебраических уравнений получается дискретизацией по времени с помощью процедуры Ньютона–Рафсона. Для этого исследования турбулентность моделировалась с помощью модели турбулентности k-ω SST [5].

3.2. Расчетная сетка.

Расчетная сетка с блочной структурой была создана с помощью собственного инструмента построения сетки AIGrid3D. Чтобы иметь полную периодичность потока в нестационарном моделировании, 30-градусный.

Machine Translated by Google

Необходимо было смоделировать сегмент, состоящий из двух лопаток статора и трех лопаток ротора. На рисунке 2 (слева) показана получившаяся сетка, состоящая из 57 блоков. Особое внимание уделялось качеству сетки при утечке на кончике ротора, как показано на блочной структуре на рисунке 2 (справа). Общее количество клеток составило около 10 миллионов. Значение y+ всех стеночных клеток было оценено и показало среднее значение 0,8; 97% всех клеток имели значение ниже 1,2. Судя по предыдущим исследованиям сеток на подобных конфигурациях, такое качество сетки оказалось достаточным для получения сеточно- независимых результатов (см., например, [8]).

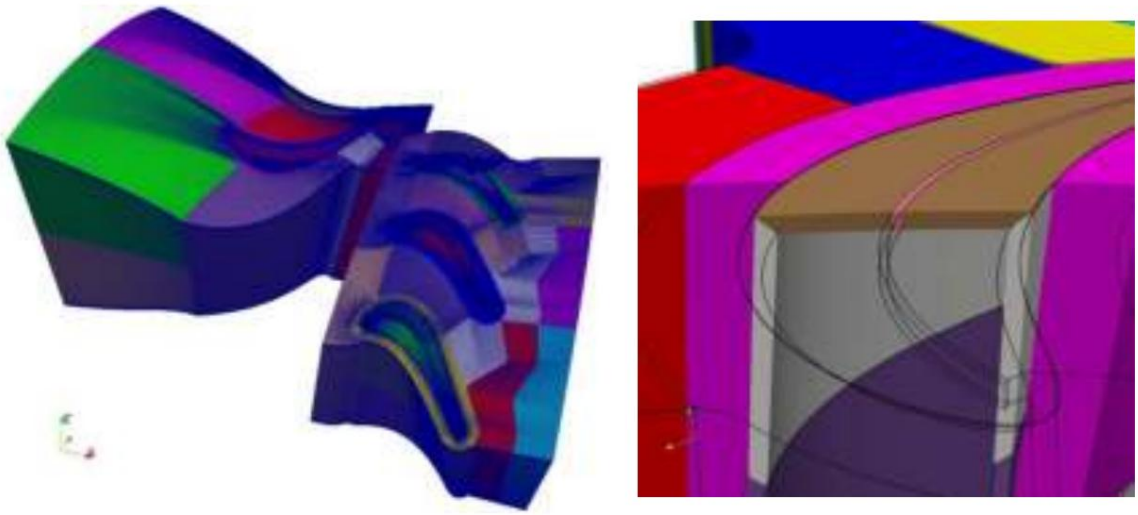


Рис. 2. Расчетная сетка, состоящая из 57 блоков и почти 10 миллионов ячеек (слева), расположение блоков в области утечки наконечника (справа).

3.3. Граничные условия и параметры решателя

Граничные условия приведены в таблице 2. На входной границе задавались постоянные полное давление и полная температура, а также осевой приток. Вначале применялась интенсивность турбулентности 12% и длина смешивания 1 мм, а затем адаптировались на основе сравнения с измерениями (см. ниже). На выходе статическое давление задавалось по внутреннему контуру; применялось радиальное равновесие. Скорость вращения составляла 10617 об/мин.

Таблица 2. Граничные условия.

Скорость вращения [об/мин]	10 617
Общее давление на входе [Па]	3,332 × 105 402,7
Общая температура на входе [K]	12/18
Интенсивность входной турбулентности [%]	1/5 0,90
Масштаб турбулентной длины на входе [мм]	× 105
Статическое давление на выходе внутреннего корпуса [Па]	

Для нестационарного моделирования постоянный шаг по времени, соответствующий 1/40 град. вращения ротора , так что для покрытия одного периодического отрезка в 30 град необходимо было 1200 итераций по времени . Периодические колебания контролировались и периодическая конвергенция была достигнута после 180 град. вращения. Оценка данных проводилась после одного полного оборота. Для улучшения временной точности использовались две субитерации Ньютона . Время расчета для одного оборота составляло ок. 190 часов с использованием 24 8-ядерных процессоров Intel(R) Xeon(R) X7560 с частотой 2,26 ГГц

4. Результаты

4.1. Исследование входной турбулентности

На рисунке 3 показаны абсолютная и относительная скорость в середине пролета, полученная при стационарном трехмерном моделировании, иллюстрирующая основные характеристики потока. Как в статоре, так и в роторе поток

Machine Translated by Google

сильно ускорялся, в результате чего от задней кромки исходили две ударные системы. Удар со стороны давления отразился на стороне всасывания соседней лопатки. Поток статора оставался сверхзвуковым на входе в ротор. В роторе отраженный скачок все еще был очень сильным и образовывал удар, параллельный удару задней кромки на стороне всасывания, выходящему из ротора.

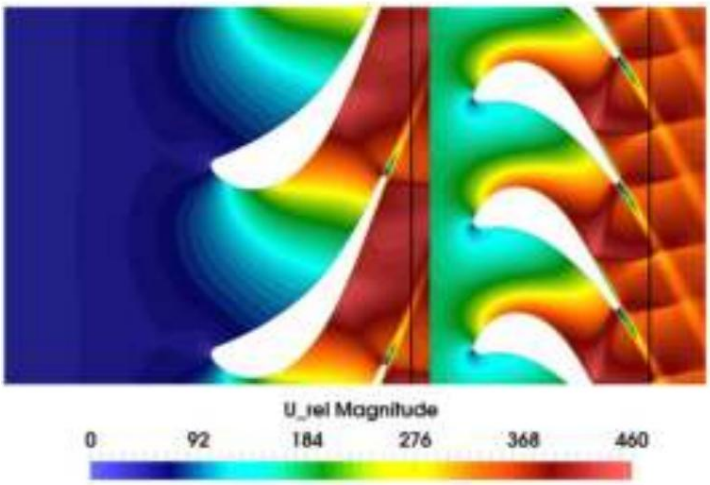


Рисунок 3. Абсолютная (статор) и относительная скорость (ротор) в середине пролета (стационарное решение).

В стационарном моделировании в плоскости смешивания между неподвижной и вращающейся областью кинетическая энергия турбулентности усреднялась, что приводило к увеличению турбулентности набегающего потока и исчезновению турбулентности в следе. Поэтому необходимо было провести нестационарное моделирование для изучения генерации и переноса турбулентности.

Для использованного тестового примера измерения турбулентности в притоке не проводились, но для других тестовых конфигураций на испытательном стенде была обнаружена очень высокая интенсивность турбулентности – 12–15%. Однако данные о масштабе турбулентной длины неизвестны. Чтобы найти приемлемые граничные условия турбулентности на входе, было проведено исследование нестационарного Q3D потока для различных условий турбулентности на входе. Интенсивность турбулентности варьировалась от 12% до 21%, а масштаб длины - от 1 мм до 50 мм. Результаты сравнивались с измерениями кинетической энергии турбулентности в плоскостях B1 и C1 и показаны для интенсивности турбулентности 12% и 18% на рисунках 4 и 5 соответстве Значения усреднялись по времени и между каналами потока.

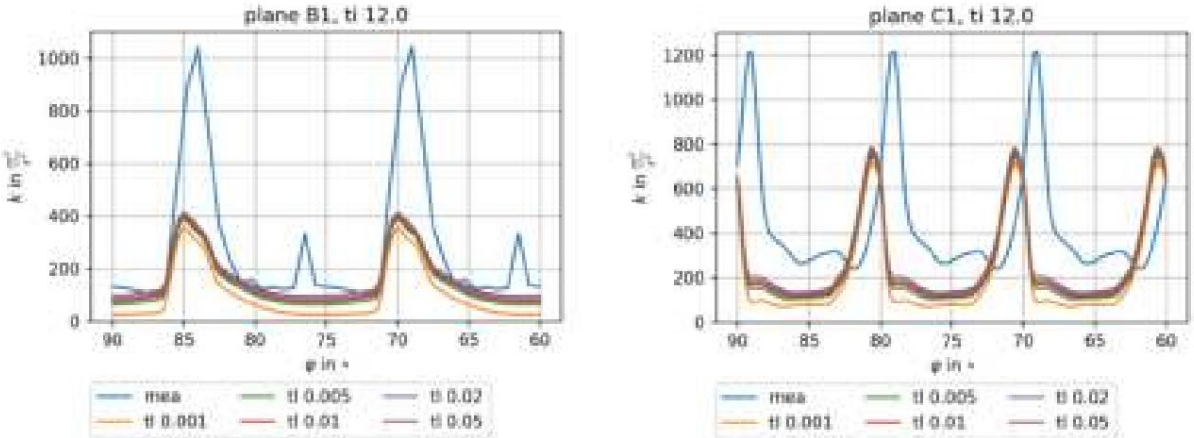


Рис. 4. Сравнение кинетической энергии турбулентности в плоскостях B1 (слева) и C1 (справа) для входной интенсивности турбулентности 12 % и различного масштаба длины турбулентности (1–50 мм) (измеренные измерения) (Q3D-моделирование в середине -раздел).

Machine Translated by Google

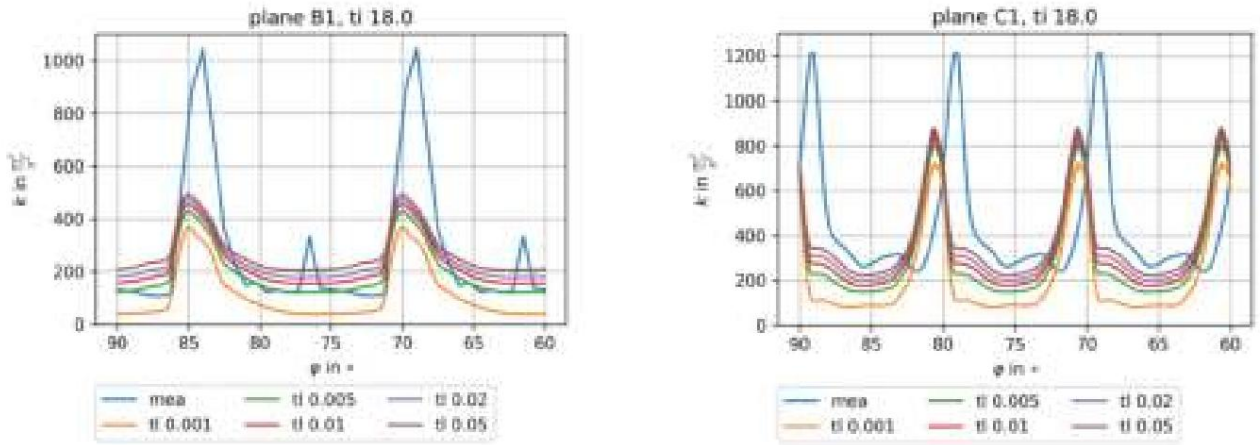


Рис. 5. Сравнение кинетической энергии турбулентности в плоскостях B1 (слева) и C1 (справа) для входной интенсивности турбулентности 18 % и различного масштаба длины турбулентности (1–50 мм) (измеренные измерения) (Q3D-моделирование в середине -раздел).

Измеренные максимальные значения после ок. 1000 м2/с2 после статора и 1200 м2/с2 после ротора невозможно достичь ни при каких условиях на входе. Кроме того, не был обнаружен небольшой второй пик в B1 и C1 в середине канала. Также наблюдалось явное смещение окружного положения следа ротора, что объяснялось трудностями определения точного положения ротора по используемому триггерному сигналу.

При интенсивности турбулентности 12% влияние выбранного значения масштаба турбулентной длины было незначительным. На набегающем потоке возникло небольшое занижение после статора и сильное отклонение после ротора. При входной турбулентности 18 % влияние масштаба длины турбулентности было более выраженным. При значении 5 мм уровень набегающего потока после статора хорошо фиксировался, тогда как турбулентность набегающего потока ротора снова была занижена для всех значений шкалы турбулентной длины. Уровень турбулентности здесь сильно зависит от процесса турбулентного перемешивания набегающего статорного потока, который было трудно точно предсказать с помощью линейной модели вихревой вязкости. С другой стороны, высокие значения в следах статора также не были обнаружены при моделировании, так что эти два эффекта могут частично объяснить несоответствие турбулентности набегающего потока ротора. В качестве компромисса между согласованием потоков статора и ротора для последующего нестационарного полного трехмерного изображения были выбраны интенсивность турбулентности 18% и масштаб турбулентной моделирование потоков.

4.2. Вторичный поток ротора

Чтобы лучше понять возникновение турбулентности и структуру ступени, сначала был представлен вторичный поток в роторе. На рис . 6 контуры нормированной продольной завихренности (ПВВ) и линии тока, окрашенные ВВЗ, объясняют формирование вторичного течения в хабовой области. Положительные значения SWV указывают на вращение по часовой стрелке. На левом рисунке изображены линии тока, исходящие из подковообразного вихря на передней кромке. Нога напорной стороны сразу переместилась в сторону всасывающей стороны соседней лопасти и была выдвинута к середине пролета на выходе из канала. Он сохранил сильное вращение против часовой стрелки. Нога со стороны присоски лишь на короткое время сохраняла исходное направление вращения , а затем также перешла на вращение против часовой стрелки. На правом рисунке показан вид снизу в размахе. Большая синяя зона вращения против часовой стрелки, где заканчивается участок подковообразного вихря со стороны давления, была вызвана вихрем нижнего канала. Нога всасывающей стороны медленно вращалась вокруг ядра вихря. Небольшая зона завихренности по часовой стрелке, начинающаяся с середины хорды в углу ступицы и на стороне всасывания лопасти, представляла собой угловой вихрь, движимый канальным вихрем. В области задней кромки вихрь канала переместился радиально вверх, в результате чего образовалась вихревая пелена задней кромки вместе с потоком, поступающим со стороны давления. Это описание структуры вторичного потока последовало за работой Wang et al. [9].

Machine Translated by Google

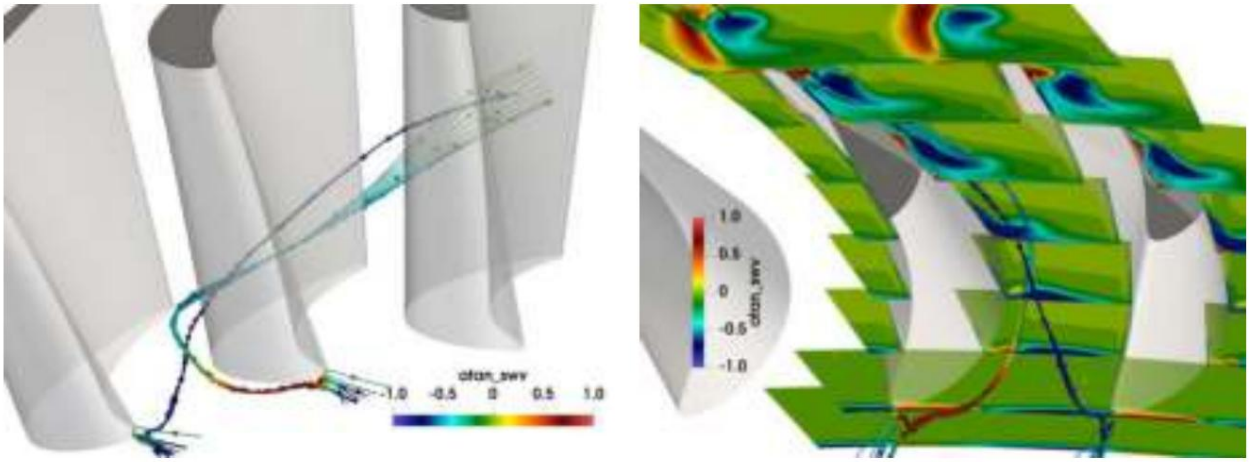


Рис. 6. Линии тока и контуры нормированной продольной завихренности в области втулки ротора.

В потоке в области наконечника преобладал вихрь утечки наконечника. На рисунке 7 (слева) красные линии тока, идущие со стороны давления и проходящие через зазор наконечника, и синие слегка вращающиеся линии тока, исходящие от передней кромки, вместе образуют вихрь утечки наконечника. Диаметр вихря увеличился в кормовой части из-за сильной области противотока в его центре, как показано на рисунке 7 (справа). На рисунке 7 (в центре) дополнительные линии тока, исходящие со стороны давления соседней лопатки, поворачиваются к середине размаха вихрем утечки на кончике, образуя сильный вихрь, вращающийся в противоположных направлениях, вихрь верхнего канала. Эти вторичные потоки также хорошо видны на контурах ЮЗВ на рисунке 8 (слева).
Вихрь утечки кончика (синяя зона завихрения против часовой стрелки) сформировался после передней кромки и сильно вырос в продольном направлении. Вихрь канала, вращающийся по часовой стрелке, обернулся вокруг вихря утечки на конце и растянулся к середине пролета. На рис . 8 (справа) показан вторичный поток на выходе из канала. Зона обратного потока растворилась, и можно увидеть сильный, но меньший по размеру вихрь утечки на кончике, окруженный вихрем канала.

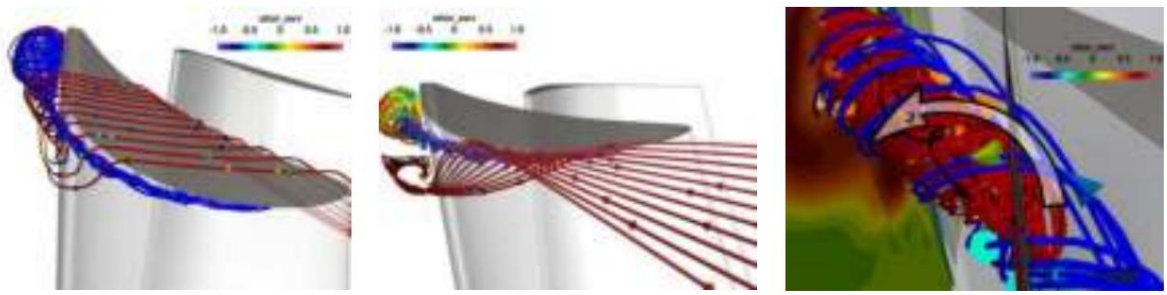


Рисунок 7. Линии тока в области кончика (не окрашены SWV).

Эффект описанных вторичных потоков можно ясно увидеть на линиях тока на стенках, основанных на напряжении сдвига на стенке лопасти ротора на рисунке 9. На стороне давления поток двигался к ступице, движимый вихрем нижнего канала. В области наконечника наблюдалось сильное радиальное движение, вызванное общим эффектом вихря верхнего прохода и потока утечки наконечника. На стороне всасывания наблюдалось отчетливое движение к середине пролета ступицы и бандажа. В области наконечника предельная линия тока разделяла вращающийся в противоположных направлениях вихрь утечки наконечника и вихрь верхнего канала, как описано выше. Подобное сильное радиальное движение было обнаружено в области ступицы. Небольшая зона низкого сдвига стенки в середине пролета указывала на отрыв потока, вызванный набегающим там скачком. Дополнительные небольшие области обратного потока были обнаружены в ступице и наконечнике.

Machine Translated by Google

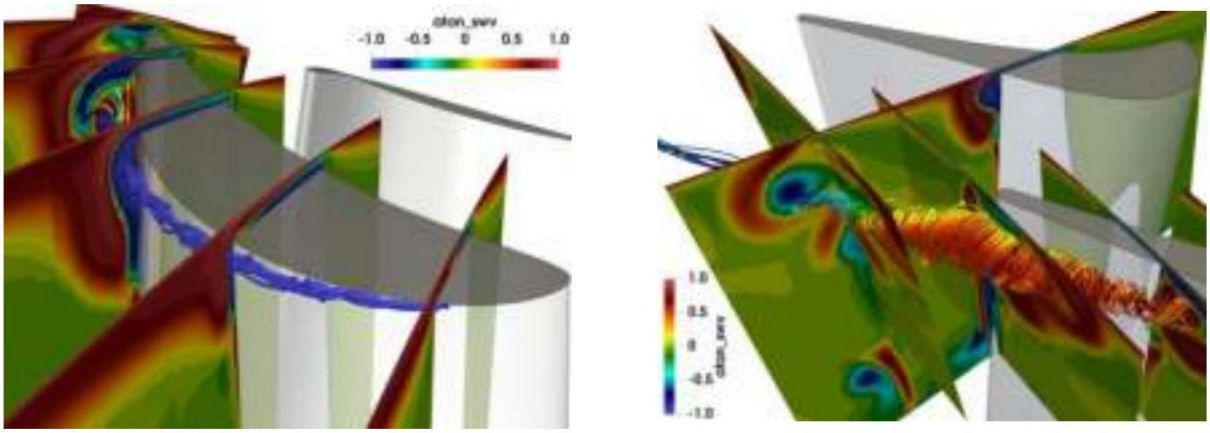


Рис. 8. Контуры продольной завихренности в области вершины.

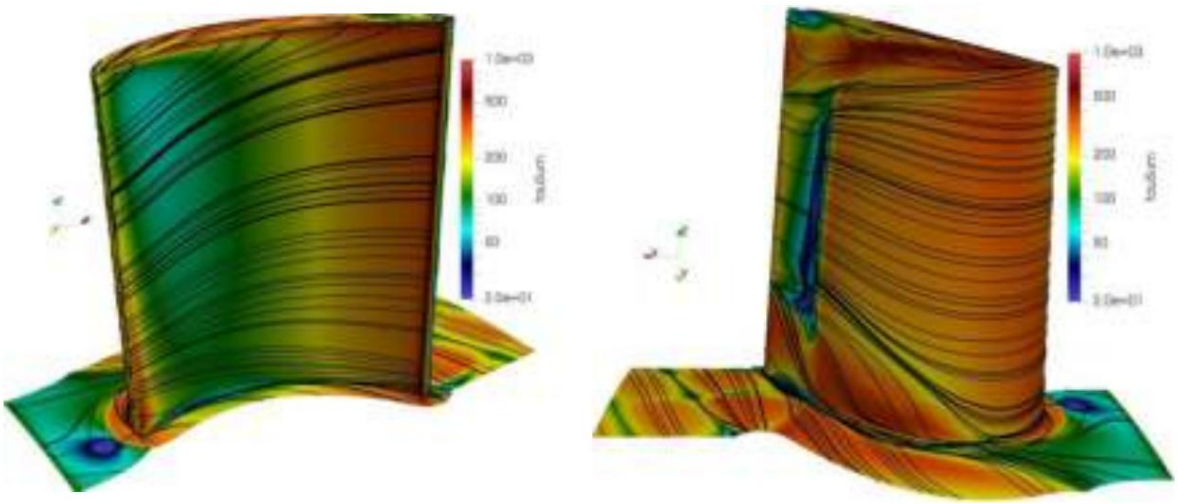


Рисунок 9. Напряжения сдвига в стенках и линии тока на стороне нагнетания и всасывания лопаток ротора.

4.3. Нестационарное поле

скоростей Сравнение нестационарного поля скоростей между измерениями и моделированием для плоскости C1 после ротора представлено на рисунке 10. Результаты показаны для четырех моментов времени в течение 5 град. вращения, так что поток повторяется в канале слева. Результаты моделирования показаны для условий турбулентности на входе 18%/ 5 мм и 12%/1 мм, чтобы проиллюстрировать их влияние. Глядя на результаты моделирования, можно увидеть три следа ротора с меньшей скоростью , движущиеся слева направо. Поток заметно различался между тремя каналами под влиянием потока статора. Зона более высокой скорости, хорошо видимая в первые два момента времени, растворяется, а в следующие два момента времени слева появляется новая зона . В области бандажа наблюдались сильные различия в скорости, главным образом из-за потока утечки из наконечника. Зоны наибольшей скорости появляются вблизи синих зон, указывая на обратный поток в ядре вихря утечки, который сильно менялся во время вращения. Сравнивая численные результаты для двух различных условий турбулентности на входе, основные характеристики потока были очень похожи, но можно ясно увидеть небольшие различия в отношении области противотока, формы следов и зоны высокой скорости в основном потоке . Что касается разницы с экспериментальными результатами, то она была больше, чем разница между различными условиями турбулентности. Зона высоких скоростей была хорошо предсказана, но запаздывание фазы, уже замеченное на рисунках 4 и 5, привело к более раннему появлению зоны высоких скоростей на левой стороне.

Machine Translated by Google

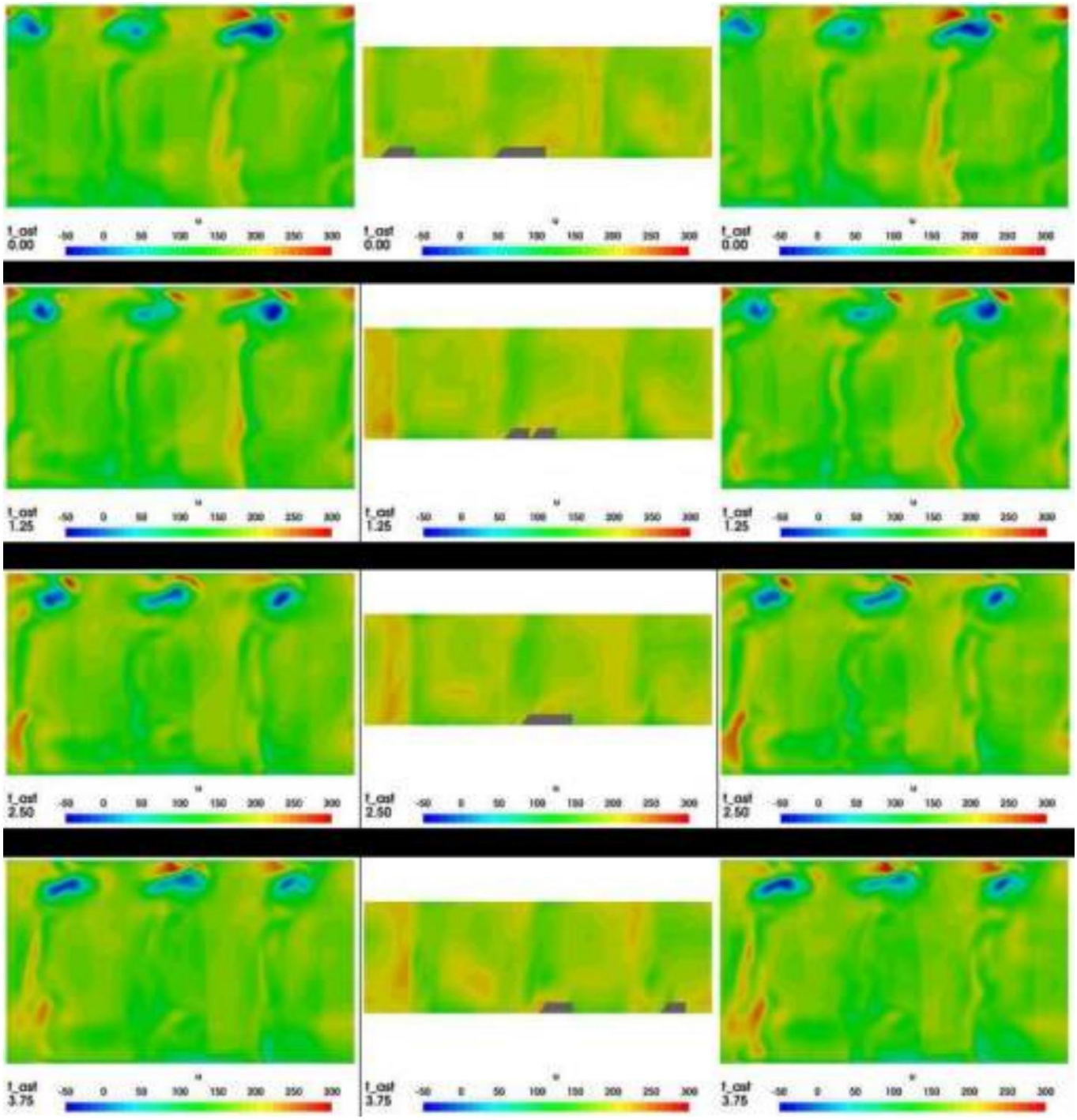


Рисунок 10. Мгновенная измеренная (в центре) и расчетная (слева: турбулентность на входе 18%/5 мм, справа: турбулентность на входе 12%/1 мм) скорость в плоскости C1 после ротора (вид вверх по потоку).

4.4. Прогноз нестационарной

турбулентности Сравнение кинетической энергии нестационарной турбулентности между измерениями и моделированием для случая более высокой входной турбулентности в плоскости C1 после ротора показано на рисунке 11. Как показано на рисунке 5, прогнозируемая турбулентность в основном потоке была в основном ниже, чем в измерениях, даже учитывая неопределенность измерений.

Machine Translated by Google

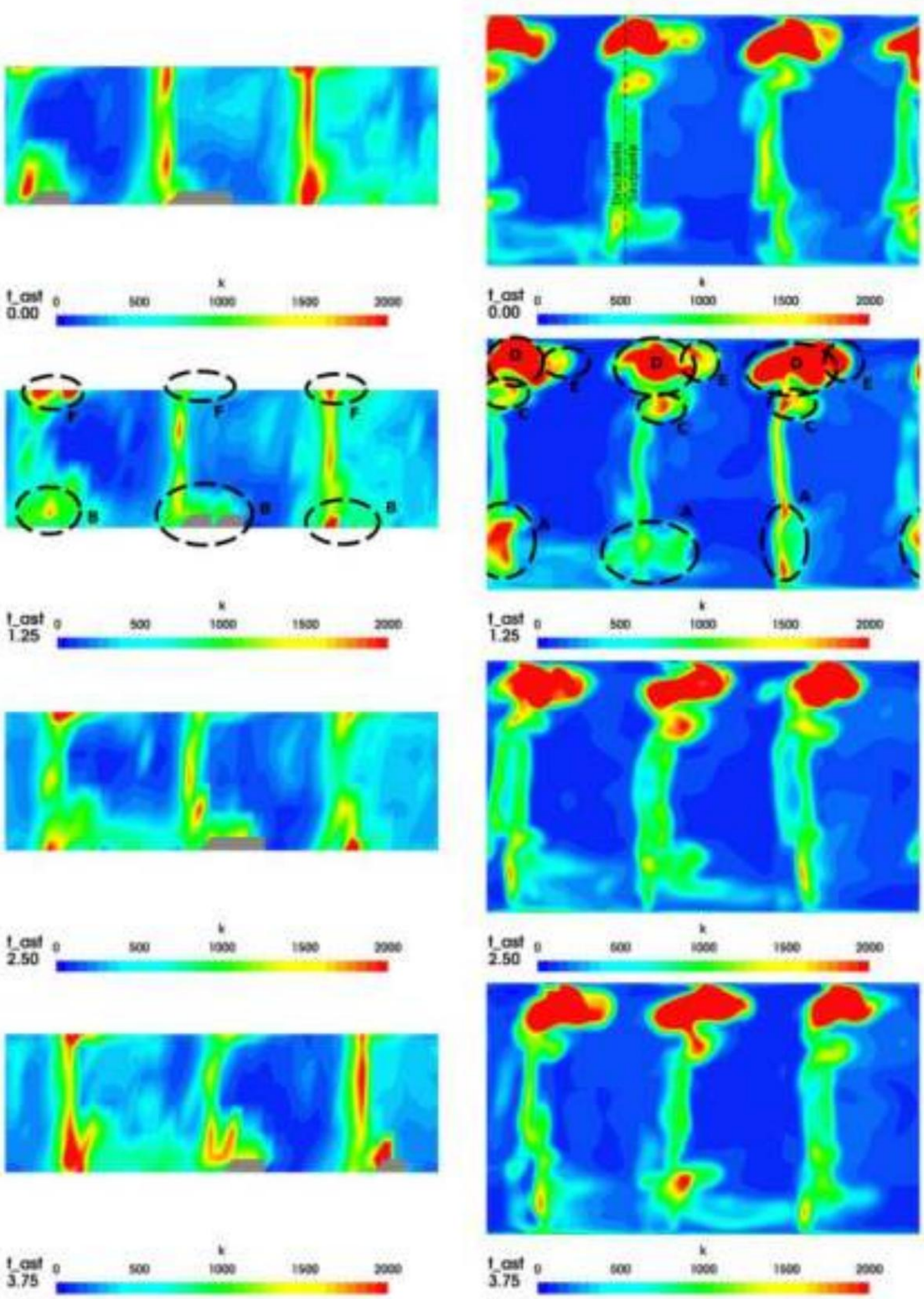


Рис. 11. Сравнение мгновенной измеренной (слева) и расчетной (справа) кинетической энергии турбулентности в плоскости C1 после ротора (вид вверх по потоку).

Максимальные значения в спутном потоке были примерно вдвое меньше, чем в измерениях.

Очень высокую турбулентность можно объяснить описанными выше вторичными потоками.
Зона A в ступице исходила от вихря нижнего канала и вихревого листа задней кромки .
Они заметно менялись по силе с течением времени из-за влияния предшествующих событий.

Machine Translated by Google

лопатки статора. Соответствующая зона Б в измерениях располагалась несколько ближе к середине размаха.

В области вершины зоны высокой турбулентности соответствуют зонам высокой ССВ на рисунке 8. Зоны C и D в прогнозах и соответствующая зона F в измерениях могут быть объяснены взаимодействием вихря утечки на вершине и верхнего канальный вихрь, который породил дальнейшие вращающиеся структуры в области оттока. Опять же, сильные изменения во время вращения были примечательны. Измерения также показали высокие по времени значения в области следа, которые лишь частично можно обнаружить в расчетах.
Измеренные локальные максимумы турбулентности в среднем канале предсказать невозможно.

Более количественное сравнение нестационарной турбулентности после ротора (плоскость C1) приведено на рисунке 12, где приведены радиальные распределения усредненной по окружности кинетической энергии турбулентности для экспериментальных и расчетных данных. Дополнительно отображаются минимальное и максимальное значения в каждый момент времени. В большинстве радиальных положений измерения показали явно более высокую среднюю кинетическую энергию турбулентности. Минимальные значения были практически одинаковыми, тогда как максимальные значения были заметно выше при измерениях во все моменты времени. Только во внешней области наблюдались аналогичные максимумы, что указывает на то, что вторичные потоки в симуляциях распространялись больше к середине пролета . Самые высокие значения турбулентности при моделировании проявлялись в области наконечника, где взаимодействовали вихрь утечки наконечника и вихрь верхнего канала. В этом регионе можно обнаружить сильные изменения во времени. На рисунке 12e показаны средние значения по времени и временные вариации средних распределений, которые были на удивление малы, несмотря на сильные локальные и мгновенные колебания.

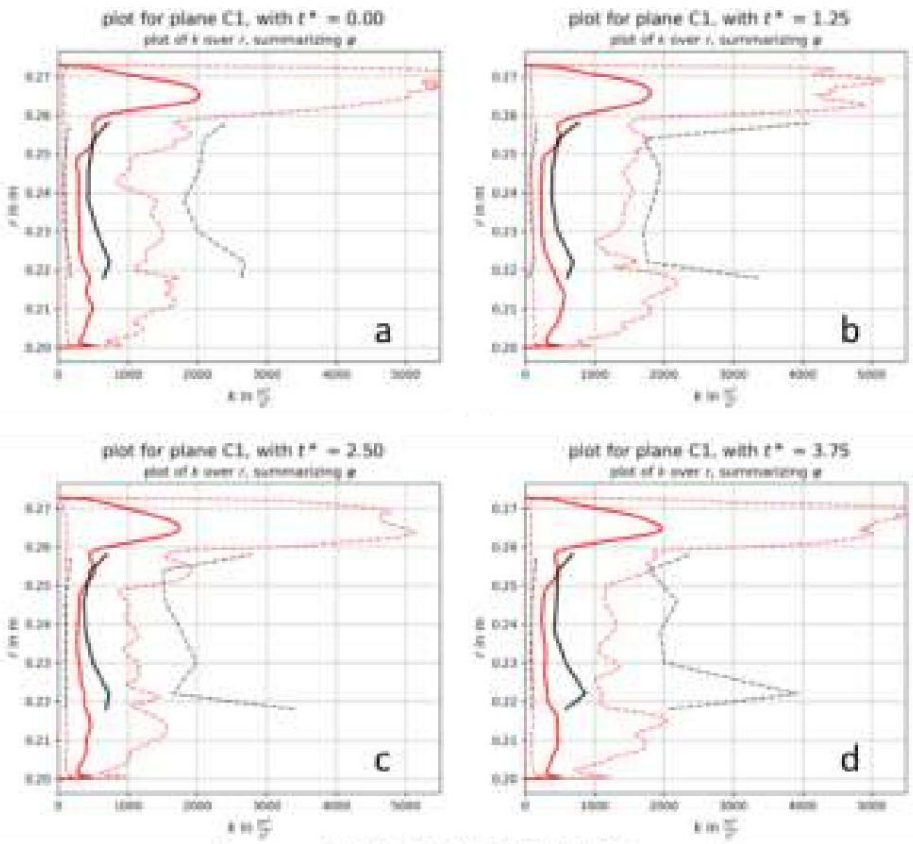


Рисунок 12. Продолжение.

Machine Translated by Google

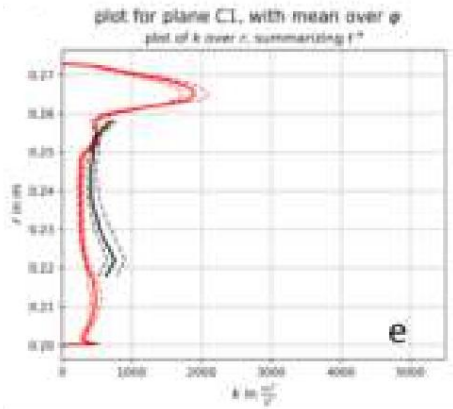


Рис. 12. (а–г) Усредненная по окружности кинетическая энергия турбулентности, ее минимальные и максимальные значения в плоскости C1 в разные моменты времени; (e) Среднее время всех средних распределений с вариациями (черный: эксперименты; красный: расчеты).

5. Выводы

Моделирование нестационарного потока трансзвуковой ступени турбины было выполнено с целью изучить, может ли нестационарное моделирование обеспечить лучшее согласие с данными измерений, чем стационарное моделирование, проводившееся в прошлом. Граничные условия на входе турбулентности сначала менялись при нестационарном Q3D-моделировании, чтобы увидеть их влияние. Ни одно из граничных условий не могло предсказать уровень турбулентности набегающего потока после ротора или максимальные значения кинетической энергии турбулентности в следе, тогда как значение набегающего потока статора можно было уловить.

Что касается вторичного потока, его можно было хорошо отразить с помощью нестационарного 3D-моделирования, хотя количественное согласие не было удовлетворительным. К счастью, само поле скоростей после ротора лишь незначительно влияло на входные условия турбулентности, так что, в частности, усредненное по времени решение должно быть от них независимым.

Что касается турбулентности, то она была предсказана очень высокой в области бандажа, где внутри вихря утечки на конце возникает обратный поток. Однако в середине пролета, где доступны измерения, прогнозируемые значения были ниже как в набегающем потоке, так и в следах. Это указывает на то, что модели линейной вихревой вязкости недостаточно для моделирования сложного образования, разрушения и перемешивания турбулентности в сложном турбинном потоке.

Вклад автора: Концептуализация, WS; методология, WS и DS; программное обеспечение, WS и DS; валидация, ДС; CFD-расследование, DS; письмо – подготовка первоначального черновика, WS; написание — рецензирование и редактирование, WS и DS; визуализация, Д.С. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Это исследование частично финансировалось Федеральным министерством транспорта, инноваций и технологий Австрии в рамках австрийской программы аэронавтики TAKE OFF, проекта ALESIA.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных. Данные измерений, на которых основана эта работа, можно получить по адресу https://www.tugraz.at/institutes/ittm/research/downloads/measurement-data-tttf/. (по состоянию на 5 декабря 2015 г.).

Благодарности: Авторы выражают благодарность за использование ресурсов HPC, предоставленных ZID Технологического университета Граца.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Гёттлих, Э.; Ноймайер, Ф.; Войсетшлегер, Дж.; Санс, В.; Хейтмейр, Ф. Исследование взаимодействия статора и ротора в трансзвуковой ступени турбины с использованием лазерной доплеровской скорости и пневматических зондов. Я. Турбомах. 2004, 126, 297–305. [Перекрестная ссылка]
2. Пиринджер, П.; Санс, В.; Ноймайер, Ф.; Герер, А.; Хейтмейр, Ф. Численное исследование трехмерного потока через трансзвуковую ступень турбины. В материалах 5-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Прага, Чехия, 17–21 марта 2003 г.; стр. 1115–1131.
3. Пиринджер, П.; Санс, В. Влияние галтели между лопаткой и корпусом на аэродинамические характеристики трансзвуковой турбины Флюгер. В материалах ASME Turbo Expo, Вена, Австрия, 14–17 июня 2004 г. Документ GT2004-53119.
4. Печник Р.; Пиринджер, П.; Санс, В. Численное исследование вторичного течения трансзвуковой ступени турбины с использованием различных турбулентных затворов. В материалах ASME Turbo Expo, Рино, Невада, США, 6–9 июня 2005 г. Статья GT2005-68754.
5. Ментер Ф.Р. Двухуравненные модели вихревой вязкости турбулентности для инженерных приложений. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605. [Перекрестная ссылка] 6. Шайер, Д. Numerische Turbulenzuntersurung an Einer Turbinenstufe (Численное исследование турбулентности на стадии турбины). Магистерская диссертация, Технологический университет Граца, Грац, Австрия, 2016.
7. Бауингер С.; Бере, С.; Ленгани, Д.; Гендогду, Ю.; Хайтмейр, Ф.; Гёттлих, Э. Об измерениях и анализе турбулентности в Двухступенчатая турбинная установка с двумя катушками. Я. Турбомах. 2017, 139, 071008. [CrossRef]
8. Мангани, Л.; Санс, В.; Дарвиш, М. Сравнение производительности и точности совмещенных датчиков давления и плотности. решатель. В материалах ISROMACH, Гонолулу, Гавайи, США, 10–15 апреля 2016 г. Статья № 345.
9. Ван, Х.П.; Олсон, С.Дж.; Гольдштейн, Р.Дж.; Экерт, Визуализация потока ERG в каскаде высокопроизводительных турбин линейной турбины . Я. Турбомах. 1997, 119, 1–8. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Техническое примечание

Улучшение модели параллельного компрессора и Применение к искажению входного потока

Эммануэль Бенишу *,†, Николя Биндер *,† , Янник Буске † † и Ксавье Карбонно

ISAE-SUPAERO, Университет Тулузы, 31013 Тулуза, Франция; yannick.bousquet@isae-supaero.fr (YB); xavier.carbonneau@isae-supaero.fr (XC)
* Переписка: emmanuel.benichou@isae-supaero.fr (EB); nicolas.binder@isae-supaero.fr (NB) †
Эти авторы внесли равный вклад в эту работу.

Аннотация: В данной статье представлен полуаналитический подход, который позволяет иметь дело с искаженным притоком в осевых вентиляторах или компрессорах. Он основан на классической теории параллельного компрессора (ПК), но опирается на формализм локального коэффициента расхода. Он применяется к условиям неоднородного потока для изучения аэродинамического поведения тихоходного вентилятора в ответ на искажение восходящего потока. Экспериментальные измерения и моделирование 3D RANS используются для оценки прогноза производительности вентилятора, полученного с помощью метода локального ПК. Сравнение доказывает, что, несмотря на свою простоту, настоящий подход позволяет правильно фиксировать явления первого порядка, предлагая интересные перспективы на ранней стадии проектирования, если необходимо протестировать различные геометрии вентиляторов и если доступны карты искажений восходящего потока.

Ключевые слова: захват пограничного слоя; искажение впуска; осевой вентилятор; параллельные компрессоры

Цитирование: Бенишу, Э.; Биндер, Н.; Буске, Ю.; Карбонно, Х. Улучшение модели параллельного компрессора и ее применение к искажению входного потока. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 34. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030034.

Академический редактор: Франческо Мартелли

Поступила: 22 июня 2021 г.
Принято: 19 августа 2021 г.
Опубликовано: 25 августа 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Все более строгие экологические ограничения подталкивают авиационную отрасль к резкому сокращению выбросов самолетов. Многие теоретически перспективные инновационные авиационные технологии можно объединить под общим термином «самолеты с интегрированной силовой установкой». Они характеризуются тем, что двигательная система задумана для работы во взаимодействии с другими частями самолета для достижения общего энергетического преимущества на уровне системы [1].

Следовательно, взаимодействие между двигательной системой и ее средой усиливается и часто приводит к дополнительной сложности потока, особенно при вовлечении пограничного слоя (BLI). В этом случае количественная оценка экономии топлива на уровне системы для всей миссии остается очень сложной задачей. Хорошим примером является StarC-ABL от НАСА : в 2016 году ожидалось, что эта гибридно-электрическая узкофюзеляжная концепция сэкономит 12% блочного топлива по сравнению с базовым уровнем [2]. Более поздние работы привели к снижению блочного топлива до 3,4% [3] , а более поздние работы даже пришли к выводу, что эта конфигурация фактически приводит к увеличению блочного топлива до 5,4% [4,5], в основном из-за огромного увеличения массы двигательная система. Это показывает, насколько сложно с достаточной точностью предсказать характеристики инновационной конфигурации на этапе предварительного проектирования.

По этой причине необходимы новые методы для обеспечения надежного прогнозирования производительности на ранней стадии проектирования, и, как заявил Холл [4], это означает улучшение моделей отдельных компонентов. Что касается силовой установки с BLI, особое внимание необходимо уделять аэродинамическому поведению вентилятора в условиях искаженного притока, среди прочего, с точки зрения запаса устойчивости и снижения эффективности. Недавно были проведены некоторые параметрические 3D-исследования , например, Fernandez et al. [6], Шмольгрубер и др. [7] или Хаберманн и др. [8]. Однако стоимость и сложность такого моделирования остаются непомерно высокими, а пространство для проектирования, которое они исследуют, ограничено с точки зрения геометрии, характеристик движителя или условий эксплуатации. Таким образом, обычные инструменты вычислительной гидродинамики (CFD) не могут быть адаптированы к предварительному проекту.

Machine Translated by Google

Эта работа представляет собой адаптацию теории параллельного компрессора (ПК). Этот подход классически рассматривает независимые зоны окружного потока, развивающиеся через компрессор, не взаимодействуя между собой. В настоящей работе эта теория модифицирована с целью локального использования формализма коэффициента потоковой нагрузки (φ–ψ) . Вместо того, чтобы полагаться на глобальную кривую производительности, пользовательские данные представляют собой некоторые основные геометрические элементы лопастей и корреляции отклонений потока. Это позволяет работать с любой картой искажений восходящего потока , а полученное поле нисходящего потока можно затем усреднить для обновления соответствующих характеристик вентилятора.

В первом разделе данной статьи подробно описана формулировка локального ПК. Далее применяется тихоходный вентилятор на две рабочие точки с искажениями. Результаты сравниваются с экспериментальными измерениями и высокоточным CFD-моделированием, чтобы проверить подход и обсудить его ограничения.

2. Модель локального параллельного компрессора

Подход, называемый теорией параллельного компрессора, был впервые предложен Пирсоном [9] и широко использовался для прогнозирования влияния искажения входного потока на предел устойчивости вентилятора или компрессора. Идея состоит в том, чтобы разделить компрессор на разные сегменты по окружному направлению (для азимутального искажения), считая каждый из них независимым и питаемым равномерным притоком. Первоначальная формулировка предполагает устойчивое поведение и равномерное распределение статического давления на выходе, при этом каждый сегмент компрессора работает с одинаковой скоростью вращения и разными коэффициентами давления.

Была проведена большая исследовательская работа для обогащения физического моделирования: •

Определение критической протяженности искаженного углового сектора [10]; •
Объединение аналитического описания с эмпирическими результатами для определения подходящего характерного времени [11–15]; • Сочетание этого подхода с
инструментами моделирования динамических систем для лучшего отражения
инерция многоступенчатых конфигураций [16–22].

В большинстве случаев использование ПК связано с глобальными показателями производительности, например, картами соотношения давлений вентиляторов и штрафами за эффективность или корреляциями потерь давления, если таковые имеются. Пример реализации и применения классического ПК можно найти , например , в [23] . Дополнительные исследования были проведены с целью прогнозирования локального стока. Дулгерис объединил классический подход параллельного компрессора с методом кривизны линий тока (SLC) для учета изменений в радиальном направлении [24]. Валенсия также начала с моделирования средней линии, но добавила локальные корреляции потерь на основе работы Миллера [25], которая описывается как дискретный подход Миллера [26]. Совсем недавно Менегоццо представил аналогичный подход, предназначенный для улучшения прогнозирования производительности [27].

Меньше работы доступно в отношении моделирования самого искажения. Двухзонная модель была предложена Будзишевским [28]: она включает в себя интегральные величины пограничного слоя , а именно толщины смещения и импульса, и создает эквивалентный одномерный профиль искажений вверх по потоку. Этот двухзонный профиль затем комбинируется с классическими параллельными компрессорами на основе кривых производительности чистого потока, что дает доступ к производительности вентилятора при искажениях. Это полуаналитическое моделирование является многообещающим, но есть возможности для улучшения обработки на стадии веера.

В соответствии с этой философией настоящая работа направлена на создание локального метода, дискретизирующего геометрию лопастей вентилятора и опирающегося на теорему Эйлера для создания индивидуального выходного поля потока. Это улучшение позволяет получить доступ к двумерной карте искажений после ротора, из которой затем можно сделать вывод о производительности вентилятора при искажениях. Таким образом, это подходящий инструмент для изучения конфигурации силовой установки BLI, не прибегая к дорогостоящему нестационарному моделированию CFD.

Модель параллельного компрессора здесь реализована с использованием формализма коэффициента расхода (φ – ψ) . Учитывая тестовый пример низкой скорости, для φ принимается несжимаемая формула (уравнения (1) и (2)). В этой схеме все кривые производительности изоскорости вентилятора накладываются на единую линию, как показано на рисунке 1, что обеспечивает соответствующую и практичную линеаризованную зависимость между массовым расходом и рабочим обменом. φP представляет собой

Machine Translated by Google

точка перехода между режимами компрессора и турбины, для которой отсутствует глобальный обмен работой, в дальнейшем именуемая свободной ветряной мельницей.

$$\varphi = \frac{Vz}{ты} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{hi}{U2} \quad (2)$$

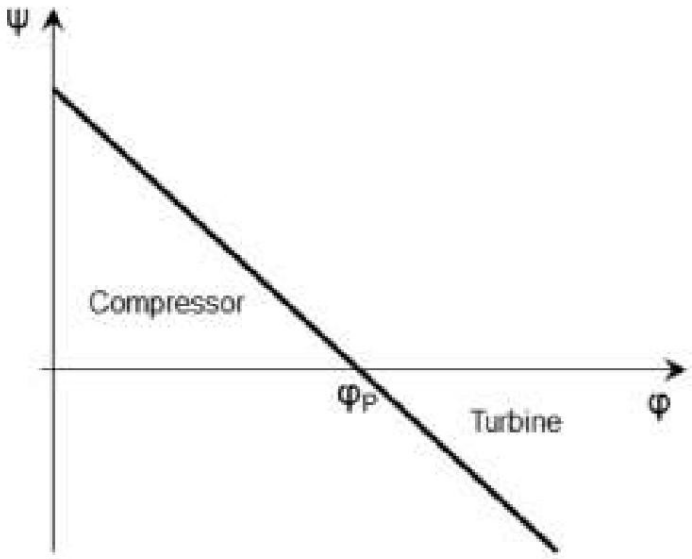


Рисунок 1. Кривая производительности, построенная в рамках φ – ψ .

Необходимыми входными данными являются углы смещения ротора LE и TE, скорость вращения, целевой массовый расход и двумерные карты искажений на входе для общей температуры, общего давления, осевой скорости и абсолютного угла потока. Независимо от того, глобальное или локальное, этот тип упрощенного моделирования в какой-то момент требует дополнительной информации. Далее также используются два экспериментальных

входных параметра (см. рисунок 2): • Корреляция потерь для ступени вентилятора, выраженная как функция массового расхода

с помощью полинома второго порядка; • Модификация исходного закона Маккензи (уравнение (3)) для угла отклонения потока на выходе из ротора [29], основанная на измеренных радиальных профилях (уравнение (4)). θc и σ относятся к выпуклости и твердости лопатки соответственно. Эта корреляция используется далее для обеих представленных рабочих точек, хотя в идеале ее следует адаптировать к условиям эксплуатации.

Все радиальные компоненты скорости пренебрегаются. На выходе не задано радиальное равновесие , а значит, не происходит радиального перераспределения потока. Этот момент может быть ограничивающим, особенно для непроектных рабочих точек, но, как обсуждал Казинс [30], его особенно сложно реализовать, и на данный момент его реализация отложена.

Machine Translated by Google

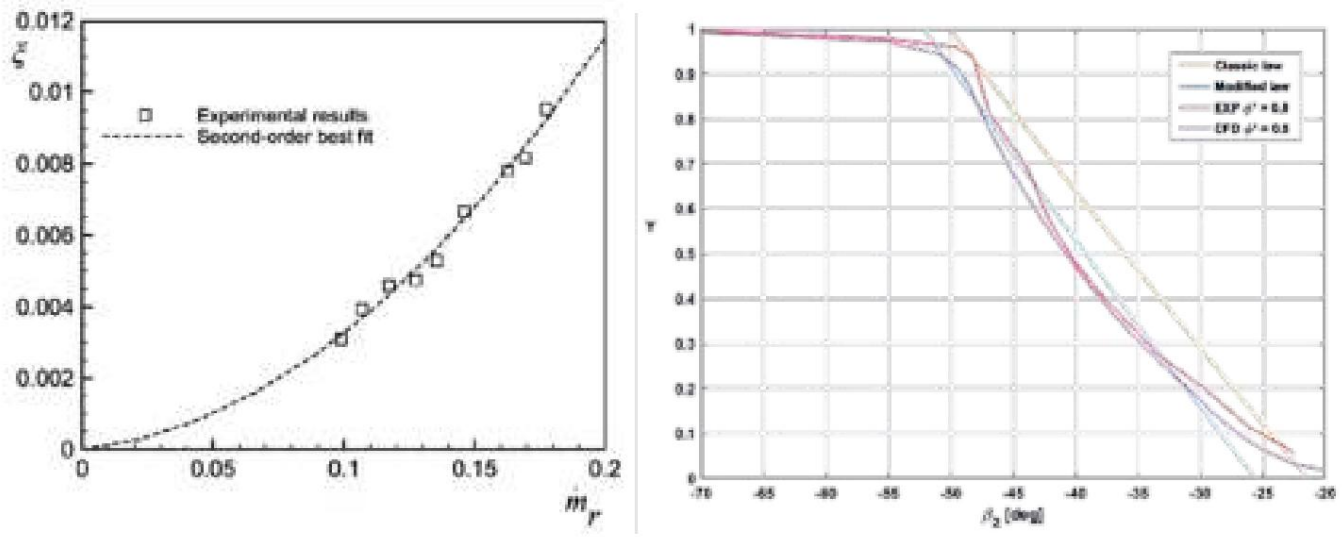


Рисунок 2. Корреляция потерь (слева) и модифицированный закон Маккензи на роторе TE (справа).

На рис . 3 представлены обозначения, используемые далее для описания треугольников скорости ротора LE и TE. Чтобы применить эту модель к вентиляторной ступени, создаются две 2D-сетки для представления секций ротора LE и TE, как показано на рисунке 4. В соответствии с принципом параллельных компрессоров взаимодействие между ячейкой сетки и ее ячейкой отсутствует. соседи. Далее все величины усредняются по массе, но в случае, если некоторые из них необходимо усреднить по площади, пространственная дискретизация гарантирует, что поверхность всех ячеек одинакова, чтобы не создавать нежелательного геометрического веса. В настоящей работе 2D-сетка состоит из 64 и 360 ячеек в радиальном и окружном направлениях соответственно. Для каждой ячейки метод выполняет следующие

шаги: 1. Раздел 1 инициализируется путем выборки результатов URANS для четырех величин: Vz, Pi , Ti , α (рис. 8 и 9), и рассчитываются треугольники скорости в разделе 1 . Действительно, карты URANS согласуются с экспериментальными (см., например, рисунок 10 для угла закрутки вверх по потоку α) и позволяют использовать адекватную 2D-сетку при импорте точно таких же граничных условий на роторе LE для правильного сравнения с 3D. CFD. Раздел 2 инициализируется путем расчета относительного угла выхода ротора β2 благодаря модифицированному закону Маккензи для отклонения потока (уравнение (5)). Осевая скорость Vz2 инициализируется с использованием закона сохранения массового расхода для несжим

2. Коэффициент загрузки вентилятора ψ рассчитывается с использованием упрощенной аналитической модели (уравнения (6)–(9)), справедливой при определенных допущениях

(см. [31]); 3. Соответствующим образом обновлен раздел 2 : сохранение Vz2 и β2 постоянными, учет потерь давления и изменение треугольников скорости. Массовый расход в разделе 2 рассчитывается и Vz2 корректируется до тех пор, пока не будет достигнуто сохранение массового расхода

(уравнение (10)); 4. ψ пересчитывается на основе теоремы Эйлера (уравнения (11) и (12)) и φ обновляется с использованием того же значения n, что и на

шаге 2; 5. Раздел 1 обновляется с использованием нового значения φ (уравнение (14)). Массовый расход в разделе 1 рассчитывается и Vz1 корректируется до тех пор, пока не будет достигнуто сохранение массового расхода (уравнение (15));

6. φ усредняется по массе в разделе 1 (уравнение (19)) и шаги со 2 по 6 повторяются до тех пор, пока не будет достигнута сходимость;

7. Для каждого радиуса рассчитываются среднее время прохождения частиц жидкости и окружное смещение (уравнения (16)–(18)), что изменяет форму результирующего поля в разделе 2.

$$\bar{\tau}_{3}^{\text{исходное}} = (1{,}1 + 0{,}31\theta c)\,\sigma\,\delta\,\text{McK} \quad (3)$$

$$\bar{\tau}_{4}^{\text{modified}} = (1{,}1 + 0{,}43\,\theta c)\,\sigma\,\delta\,\text{McK} \quad (4)$$

Machine Translated by Google

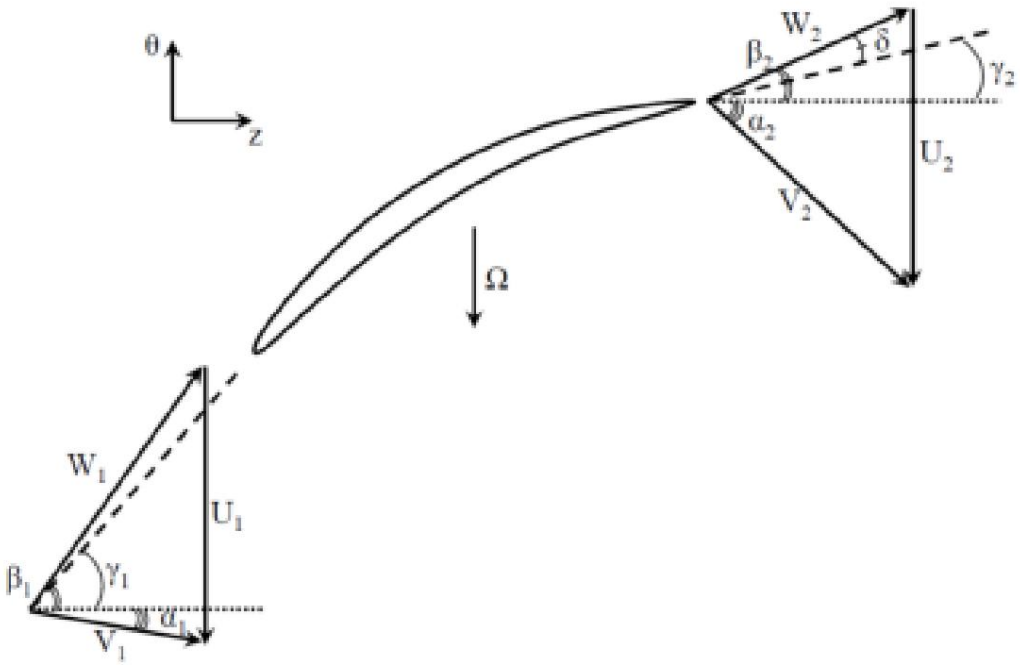


Рисунок 3. Треугольники скоростей перед и после ряда роторов.

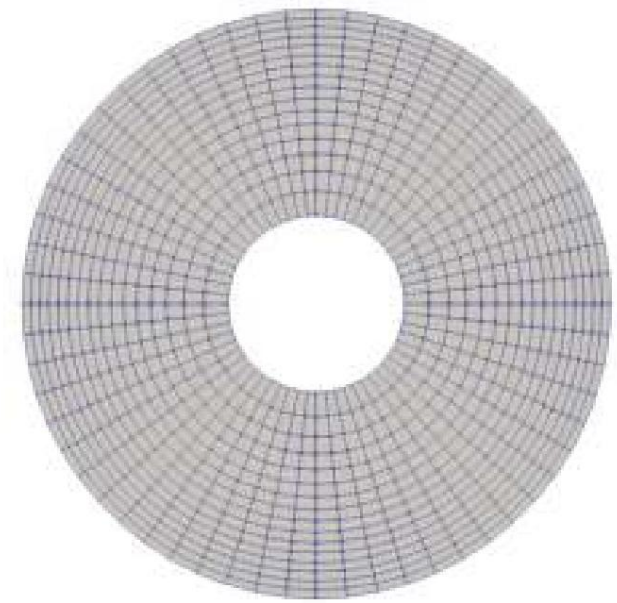


Рисунок 4. Пример крупной сетки, используемой для ПК-расчета.

На рис . 5 показан соответствующий рабочий процесс. $\dot{m}$ относится к целевому массовому расходу, obj , налагаемый на основе измерений или результатов CFD. $\tilde{X}$ представляет собой среднемассовое значение величиной X вдоль данного кольца и зависит от радиуса. $\bar{X}$ представляет собой среднемассовое значение X во всем 2D разрезе. Как упоминает Валенсия [32], хотя это
Метод очень простой, у него есть некоторые преимущества, например, работа с любыми искажениями, не требует заранее рассчитанной карты производительности вентиляторов и требует очень мало ресурсов ЦП.

Machine Translated by Google

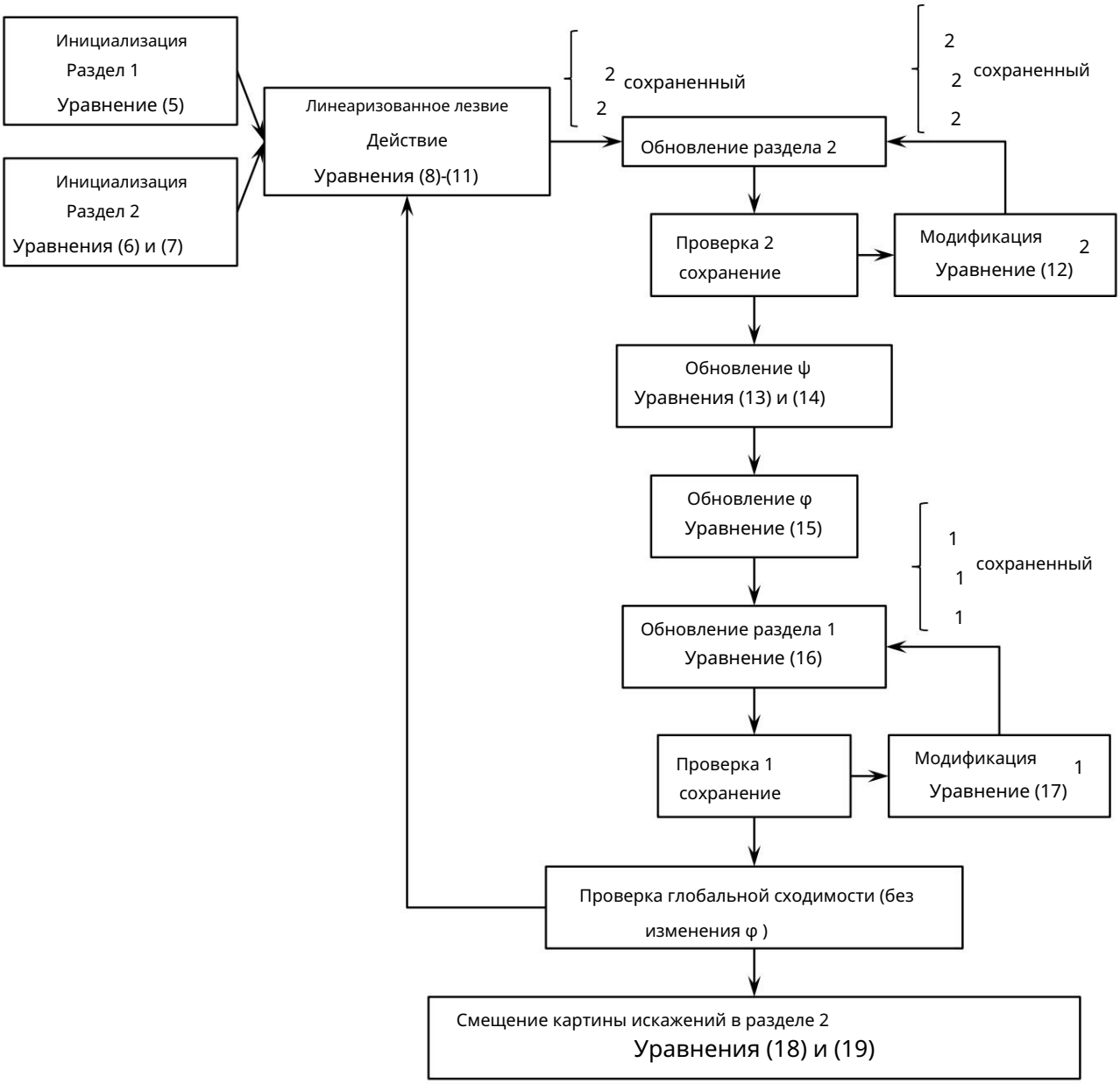


Рисунок 5. Рабочий процесс локального параллельного компрессора.

$$\varphi = \frac{Vz1}{U2} \tag{5}$$

$$Vz2 = Vz1 \frac{C1}{C2} \tag{6}$$

$$\beta 2 = \gamma 2 + \delta McK \tag{7}$$

$$\kappa = \frac{Vz2}{Vz1} \tag{8}$$

$$\text{ты} = \frac{P1}{P2} \tag{9}$$

$$n = k \tan \beta 2 \quad u \tan \alpha 1 \tag{10}$$

$$\psi = 1 + n\varphi \tag{11}$$

Machine Translated by Google

$$Vz2 = Vz2 \quad \rho^{-}2S2 \quad \frac{m^{\cdot}2 \quad m^{\cdot}obj}{} \tag{12}$$

$$hi = 2^{\frac{1}{-}} \quad П2_1 \quad П2_2 + B \quad {}^{22}_{2} \quad B_1 + У \quad {}^{22}_{2} \quad У\,1 \tag{13}$$

$$\psi = \frac{hi}{U2_2} \tag{14}$$

$$\varphi = \frac{\psi \quad 1}{н} \tag{15}$$

$$Vz1 = \varphi U2 \tag{16}$$

$$Vz1 = Vz1 \quad \rho^{-}1S1 \quad \frac{м^{\cdot}1 \quad м^{\cdot}объект}{} \tag{17}$$

$$t = \frac{}{\bar{1}\,2 \; \tilde{Vz1} + \tilde{V} \; z2} \tag{18}$$

$$\theta = \frac{\bar{1}\,2 \; \tilde{V\theta 1} + \tilde{V} \; \theta 2}{p} \quad t \tag{19}$$

$$\tilde{X}(r) = \frac{\int_0^{2\pi} X\rho Vzrd\theta}{\int_0^{2\pi} \rho Vzrd\theta} \tag{20}$$

$$\bar{X} = \frac{рут \int_0^{2\pi} X\rho Vzrdrd\theta}{м^{\cdot}} \tag{21}$$

3. Высокоточное моделирование CFD

Для оценки локального ПК-подхода представлены два типа численного моделирования: • Первый – это

моделирование объемных сил (BFM), которое состоит из использования исходных условий для воспроизведения усредненного воздействия лопастей на поток. Предыдущая работа уже оценивала этот подход при наличии искажения восходящего потока для тихоходного вентилятора, работающего в качестве компрессора [33]. В данной статье эта работа распространяется на свободную рабочую точку ветряной мельницы, сохраняя простую структуру искажений на входе; • Наивысший уровень точности зависит от нестационарного моделирования Навье-Стокса с усреднением по Рейнольдсу (URANS), выполняемого на всем кольце веерной ступени. Он представляет собой эталонный метод для определения аэродинамики вентилятора с искажениями притока, но его стоимость все еще остается непомерно высокой на ранних этапах проектирования. Здесь показано для завершения экспериментальных результатов и оценки других подходов.

3.1. Моделирование силы тела (BFM)

Общая идея BFM состоит в том, чтобы избежать прямого моделирования трехмерной геометрии ряда лопаток турбомашины и заполнить области лопаток исходными условиями, которые представляют силы, действующие лопатками на жидкость. Формулировка, использованная в настоящей работе, основана на модели Холла [34] и подробно объяснена в работе Толлета [35]. Предыдущая работа показала, что она обеспечивает удовлетворительные результаты при наличии искаженного притока по сравнению с моделированием лопастей URANS для рабочей точки, подобной компрессору (подробности реализации и анализа см. в [33]). Этот метод также был проверен с использованием модели Гонга в случае небольшого турбовентиляторного двигателя в условиях ветряной мельницы [36]. Все представленные здесь модели BFM основаны на модели Холла – Толлета.

3.2. Нестационарные симуляции RANS

Самый высокий уровень точности здесь достигается за счет полнокольцевого моделирования URANS, выполненного с помощью программного обеспечения elsA. Они имеют два интерфейса со скользящей сеткой: между входом домена и ротором и между ротором и статором. Все числовые

Machine Translated by Google

настройки представлены в [33]. За исключением моделирования турбулентности, этот подход требует никакой конкретной гипотезы. Это позволяет OE фиксировать взаимодействие ротор-статор и межлопастные явления прохождения и поэтому рассматривается здесь как числовая ссылка.

4. Пример проверочного теста

Испытательный пример представляет собой низкоскоростную ступень охлаждающего вентилятора, разработанную и изготовленную компанией Safran Venti-lation Systems. Трехмерное изображение ступени вентилятора показано на рисунке 6 и ее основные характеристики. приведены в Таблице 1. Более подробная информация об испытательном стенде и оборудовании, используемом для экспериментальные измерения можно найти в докторской работе Ортолана [37].

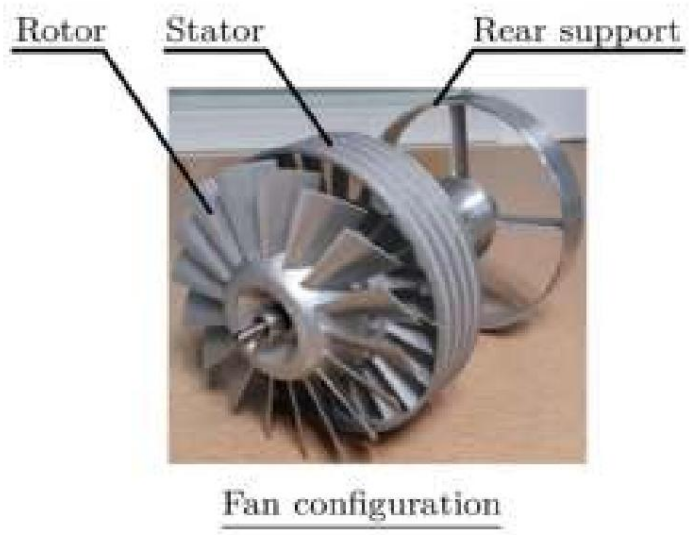


Рис. 6. 3D-вид вентиляторной ступени.

Таблица 1. Характеристики ступени вентилятора из [37].

Диаметр	Д < 200 мм
Количество лопастей ротора	НР = 17
Количество лопаток статора	НС = 23
Расчетная скорость вращения	Ом 12 000 об/мин
Осевое число Маха	0,1–0,2

5. Характер искажений и рабочие точки

Для создания простых узоров были использованы две сетки искажения с одинаковой пористостью. (Рисунок 7), что приводит к двухзонному полю общего давления для условий вверх по течению. Сетка 1 мм была связана с работой компрессора с высоким массовым расходом. и привело к общему дефициту давления 1,7%, т. е. = 0,983. Сетка 2,5 мм была $\frac{\text{Пимин}}{\text{Пимакс}}$ связанный со свободной ветряной мельницей и приводивший к дефициту общего давления на 0,3%, т. е. $\frac{\text{Пимин}}{\text{Pimax}} = 0{,}997$. сочетание этих условий эксплуатации и этих сеток искажений было выбрано для того, чтобы не работать слишком близко к пределу устойчивости вентилятора и не создавать слишком большую аэродинамику блокировка. Последняя ситуация фактически соответствует тяжелым нерасчетным условиям течения. возможно, представитель конфигурации гибридно-электрического самолета, если батарея должна была быть перезагружается на этапе снижения - например, ротор работает как турбина в тот случай. Такое сочетание режима ветряка и неравномерного восходящего потока в настоящее время не документировано в литературе.

Machine Translated by Google



Рисунок 7. Сетки искажений и пример измеренной картины общего давления.

На рисунках 8 и 9 показаны карты искажений, извлеченные из результатов URANS на роторе LE. Они используются в качестве входных данных для применения модели локального параллельного компрессора, как описано ранее. Хотя целенаправленное искажение направлено на создание общего дефицита давления, в этом разделе вблизи ступицы также существует немалое завихрение (рис. 10), которое объясняется сочетанием высокой радиальной кривизны (см. переднюю колбу на рис. 6) и азимутальные градиенты давления на концах сетки 180 . Этот момент обсуждается в последнем абзаце.

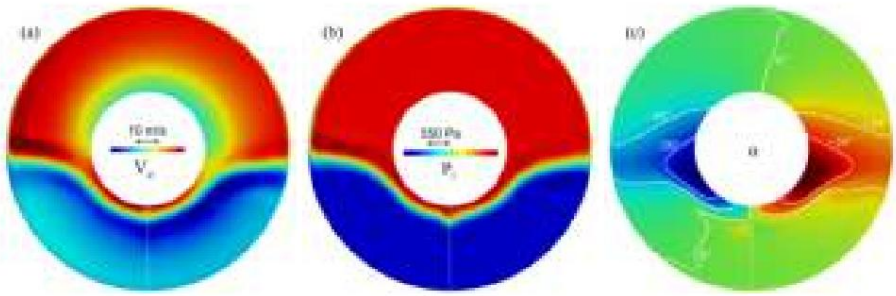


Рис. 8. (a–c) Граничные условия, используемые в компьютерной модели для рабочей точки компрессора (Ti однороден).

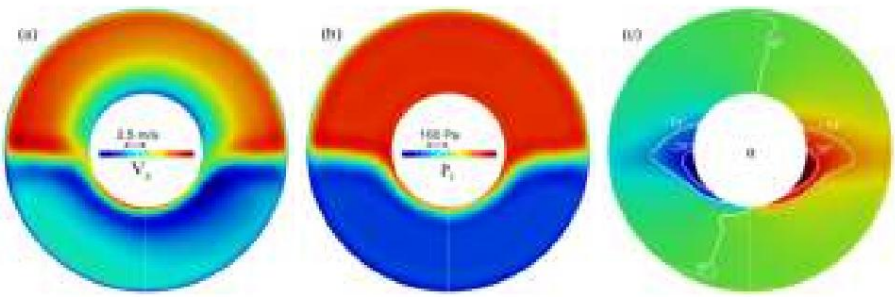


Рис. 9. (a–c) Граничные условия, используемые в модели ПК на свободной ветряной мельнице (Ti однороден).

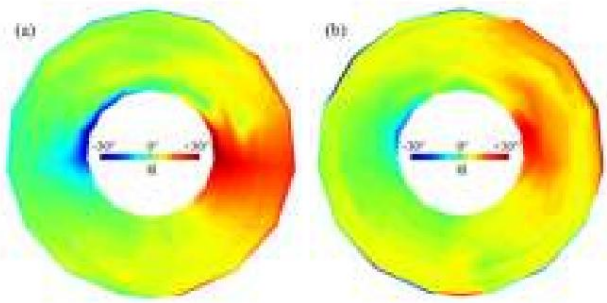


Рис. 10. Угол закрутки, измеренный на роторе LE: компрессор (a) и свободный ветряк (б).

Machine Translated by Google

6. Результаты

Моделирование BFM распараллелено с 64 ядрами, а моделирование URANS — с 512 ядрами. оба используют современную производительность процессора. В таблице 2 указано типичное время работы пользователя, соответствующее к трем подходам. В следующих параграфах сравниваются результаты для двух наборов условия эксплуатации.

Таблица 2. Типичное время пользователя для 1 рабочей точки с искажениями.

ПК	БФМ	УРАНЫ
<10 с	12 ч.	1 неделя

6.1. Компрессорная рабочая точка

В Таблице 3 сравниваются прогнозы глобальной производительности ступени вентилятора, работающей в режиме компрессор: коэффициент общего давления π, изэнтропический КПД η, полное и статическое давление возрастает по ступени Pi , P. Эти цифры недоступны из экспериментальных результатов, а также местные значения недоступны после ряда статора. Для предварительного на этапе проектирования точность результатов и зафиксированная физика вполне удовлетворительны, как с параллельными компрессорами, так и с моделированием силы тела. Основной слабостью ПК является отсутствие перераспределения скорости вниз по течению; отсюда и ошибка в повышении статического давления.

Таблица 3. Относительное расхождение между URANS и подходами с более низкой точностью.

	м˙	π	η	Пи	П
БФМ — УРАНЫ	+0,6%	<0,1%	+3,2%	+3,1%	+1,5%
ПК — УРАНЫ	0%	+0,1%	+2,4%	+6,3%	25,9%

На рисунках 11 и 12 показаны карты давления и температуры застоя ниже по потоку. ротора и статора соответственно. Что отображается как общая температура от эксперименты на самом деле не измеряются напрямую, а оцениваются благодаря теореме Эйлера от поворота потока, основная неопределенность в этом случае исходит от значений угла потока.

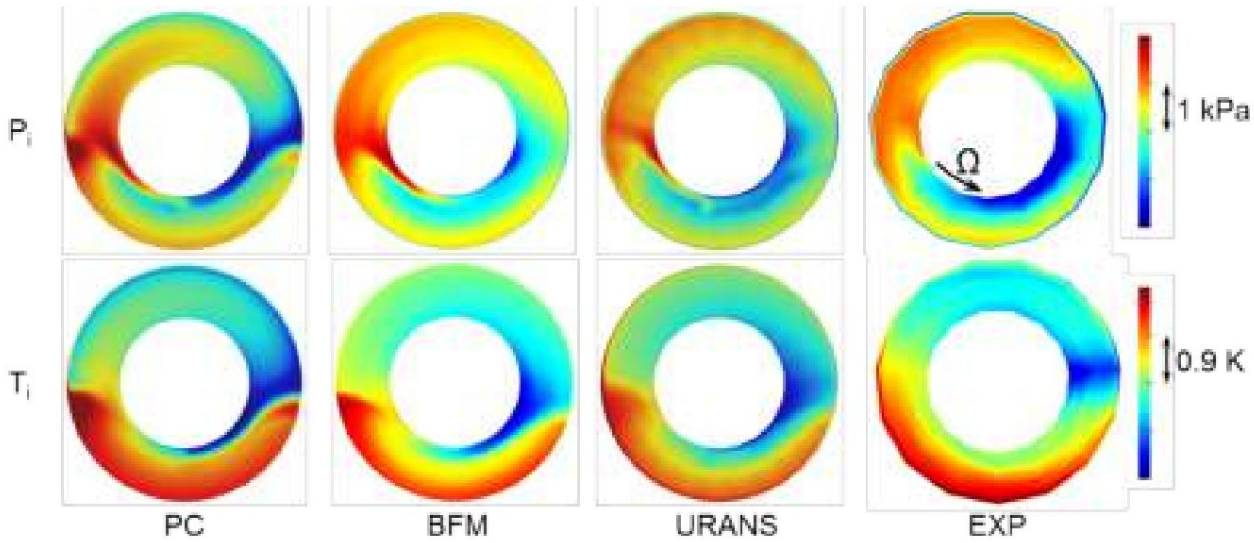


Рисунок 11. Полное давление (вверху) и общая температура (внизу) после ротора.

Machine Translated by Google

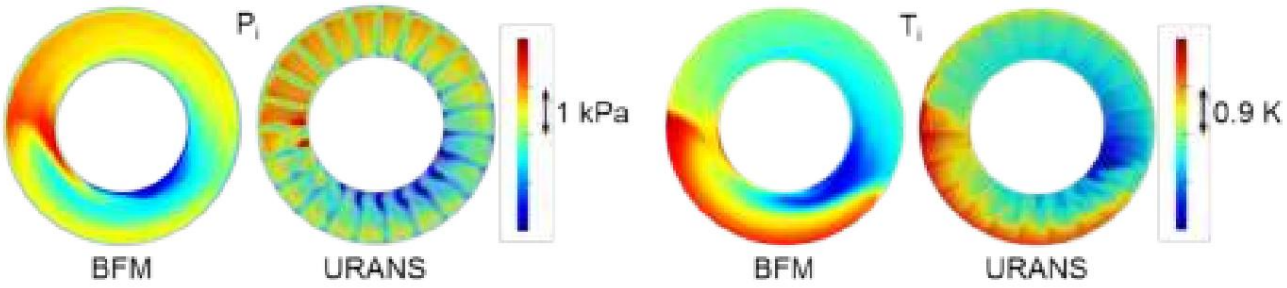


Рисунок 12. Общее давление (слева) и общая температура (справа) после статора.

6.2. Бесплатная рабочая точка ветряной мельницы

В Таблице 4 сравниваются прогнозы общих характеристик работы ступени вентилятора. в условиях свободной ветряной мельницы: поскольку глобальные затраты труда близки к нулю, давление коэффициент близок к 1 и расчет КПД не имеет смысла, так как компрессор или как турбина.

Таблица 4. Относительное расхождение между URANS и подходами с более низкой точностью.

	м˙	Пи	П
БФМ — УРАНЫ	0,1%	+51,7%	+47,2%
ПК — УРАНЫ	0%	+63,2%	+50,1%

Качественно численные результаты после ротора достаточно хорошо совпадают с эксперименты по полному давлению (рис. 13). Локальные вариации общей температуры составляют около 1K или ниже, что попадает в диапазон погрешности измерения. Экспериментальный на результаты также влияет более высокий уровень нестационарности потока, который естественным образом проявляется для данных условий эксплуатации, что затрудняет точное измерение значений угла потока.

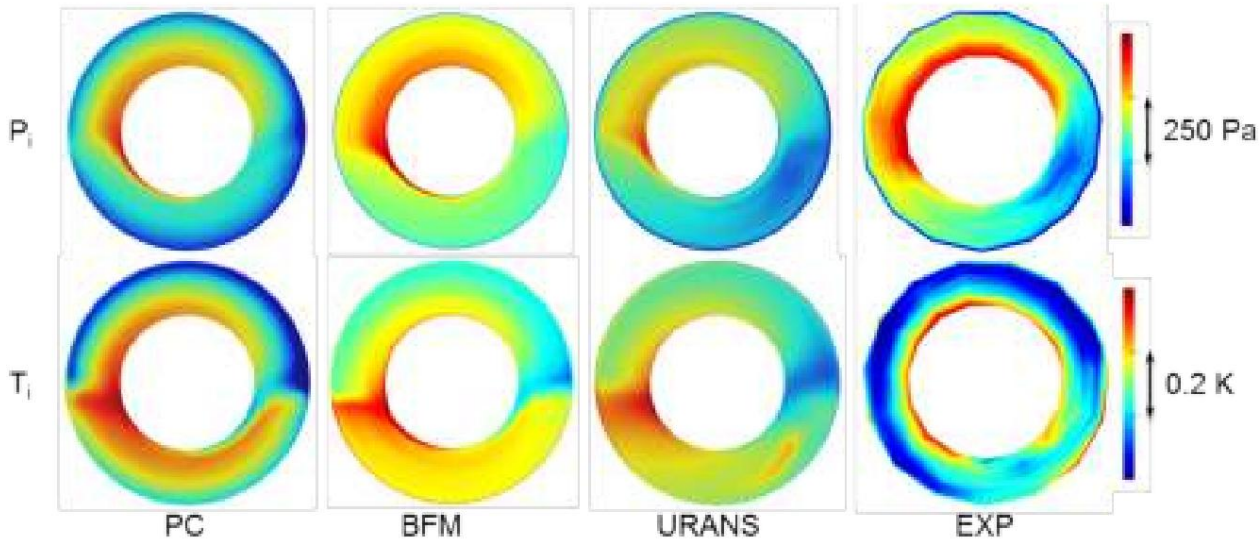


Рисунок 13. Полное давление (вверху) и общая температура (внизу) после ротора.

Что касается статора (рис. 14), можно увидеть заметное расхождение между Результаты URANS и BFM, несмотря на калибровку потерь. Действительно, добавлен термин «нестандартный» в параллельной силе глобально увеличивается уровень потерь, но недостаточно для учета 3D эффекты здесь. В результатах URANS каждая лопатка статора сильно отделена от LE из-за

Machine Translated by Google

сильное падение потока, и следы намного толще, чем в рабочей точке, подобной компрессору. Подробное описание топологии потока на свободной ветряной мельнице дано Courty-Audren et al. [38]. Недавно была опубликована интересная обновленная информация о корреляциях потерь при высокой отрицательной частоте [39,40] , которая может быть полезна в будущих работах по улучшению этого вопроса. Однако следует подчеркнуть, что гипотезы, лежащие в основе подхода объемных сил, особенно спорны, поскольку структуры потока, наблюдаемые с помощью URANS, демонстрируют высокие градиенты в направлении от лопасти к лопастям, включая меньшие масштабы длины, чем для рабочей точки, подобной компрессору. На рисунке 15 показана составляющая осевой скорости после статора (белая линия представляет собой изолинию для среднего значения в каждом случае), демонстрируя очень разные пространственные распределения.

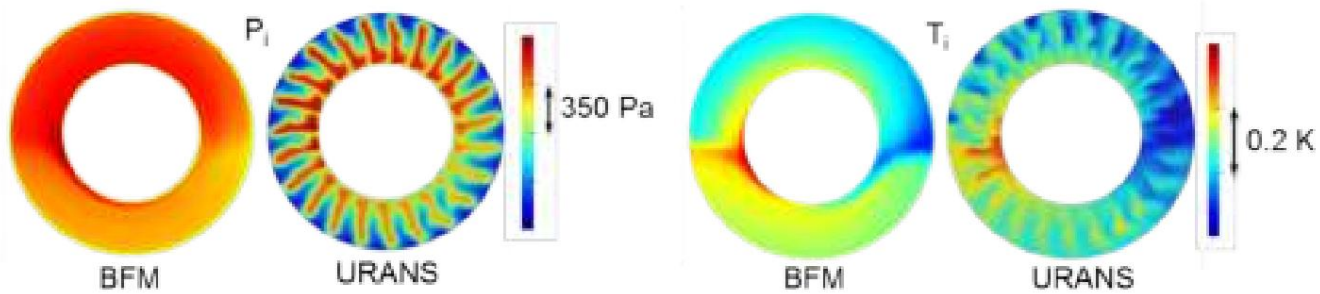


Рисунок 14. Общее давление (слева) и общая температура (справа) после статора.

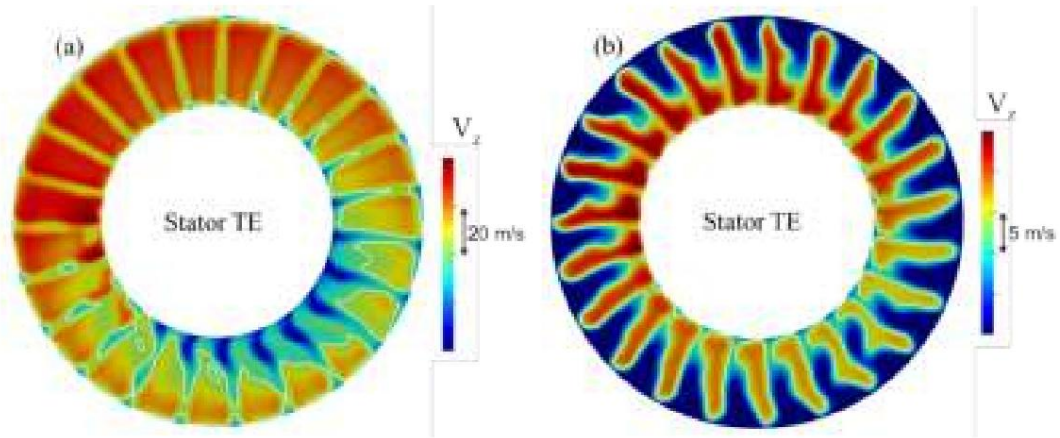


Рис. 15. Осевая скорость за статором: компрессор (а) и свободный ветряк (б).

6.3. На что следует обратить

внимание Предыдущие два параграфа показывают, что модель локального параллельного компрессора удовлетворительно улавливает эффекты первого порядка при условии, что на нее подаются правильные условия на входе. Особое внимание следует уделять углу закрутки вверх по потоку, которым часто пренебрегают. В данном случае модель была протестирована с равномерным нулевым завихрением и привела к очень разным результатам (рис. 16 для сравнения с рис. 11 и 13). На самом деле это основная трудность в контексте проектирования: этот метод эффективен для того, что касается распространения искажений по каскаду вентилятора, но требует соответствующих входных данных для точной характеристики карт искажений выше по потоку.

Machine Translated by Google

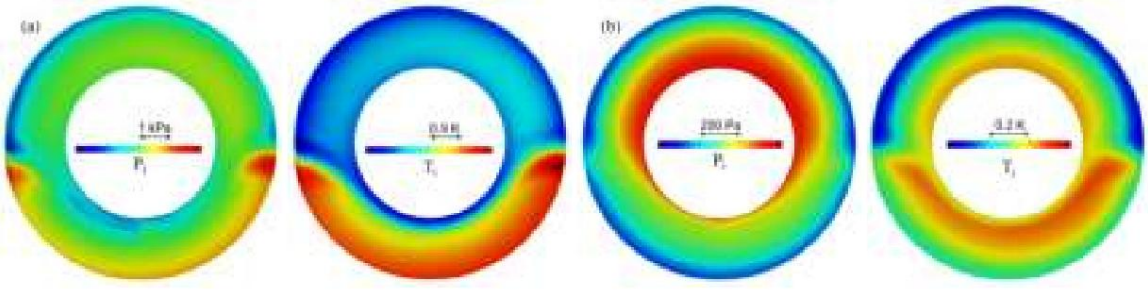


Рисунок 16. Полное давление и общая температура после ротора при тех же условиях Vz, Pi , Ti , что и URANS, и одинаковом нулевом угле закрутки: компрессор (а) и свободная ветряная мельница (б).

7. Выводы

В этой работе представлен метод с низкой точностью прогнозирования производительности вентилятора при искаженном притоке. Его сравнивают с более точным моделированием и экспериментальными измерениями. Основные выводы заключаются в следующем: • Идея

настоящего моделирования очень проста, поскольку она опирается только на геометрию лопастей вентилятора и теорему Эйлера; • Что

касается поведения вентилятора, этот инструмент можно использовать без дополнительных входных данных. Однако возможна более тонкая настройка, например, путем извлечения калибровок потерь или отклонений из измерений или более точного CFD. Если этот подход будет использоваться на ранней стадии проектирования, исследуемое пространство проекта должно быть предварительно ограничено, чтобы эти входные данные были достаточно

надежными. • Хотя модель параллельного компрессора можно считать довольно базовой, она оказывается достаточной для обеспечения соответствующего физического понимания и правильной количественной оценки влияния искажений на производительность вблизи проектных условий

эксплуатации; • Как и следовало ожидать, самая сложная точка связана с непроектными условиями. и эту часть моделирования можно улучшить;

• Использование новой формулы само по себе требует незначительных затрат на процессор при условии, что доступны карты искажений восходящего потока.

Этот метод представляет собой интересную альтернативу, позволяющую избежать длительного и дорогостоящего моделирования , что делает его совместимым с этапом предварительного проектирования. Его можно комбинировать с дополнительными данными и дополнять разными способами. Однако, помимо улучшения моделирования отдельных компонентов, основной перспективой повышения уровня точности глобального прогнозирования производительности остается объединение такого аэродинамического метода с инструментом производительности на уровне системы, как недавно проиллюстрировано Pokhrel et al. [41], Лопес де Вега и др. [42] или Колиас и др. [43], так что проектирование самолетов может извлечь выгоду из улучшенного моделирования двигательной подсистемы, даже для сложных инновационных конфигураций.

Вклад авторов: Аналитическое исследование, NB и EB; численное исследование, YB; экспериментальная проверка, NB; надзор, XC Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование финансировалось Группой Safran.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Machine Translated by Google

Благодарности: Для этой работы был предоставлен доступ к ресурсам HPC CINES в рамках выделения 2019-A0072A06879, выданного GENCI, а также к ресурсам HPC CALMIP Supercomputing.
Центр по выделению 2019-P18021. Авторы выражают благодарность компании Safran Ventilation Systems.
за успешное сотрудничество в области тихоходных вентиляторов и Группе Safran за финансирование этого проекта.
исследование, которое является частью совместной исследовательской инициативы AEGIS, осуществляемой совместно с ISAE-SUPAERO. Франческо
Вклад Сальватори в его исследовательский проект по параллельным компрессорам в ISAE-SUPAERO
тоже признал.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

БЛИ	Поглощение пограничного слоя
CFD	Вычислительная гидродинамика
ЛЕ	Передовой край
ТЭ	Задняя кромка
ПК	Параллельные компрессоры
Моделирование силы тела BFM	
RANS Усредненный по Рейнольдсу Навье – Стокса	
URANS Нестационарное усреднение по Рейнольдсу Навье – Стокса	
П	давление
Т	температура
Вт	относительная скорость
В	абсолютная скорость
ты	скорость вращения
ρ	плотность
φ	коэффициент расхода
ψ	коэффициент загрузки
δ	местный угол отклонения
π	степень давления
η	изэнтропический КПД
м˙	массовый расход
С	поверхность сечения
α	абсолютный угол потока
β	относительный угол потока
cz	длина осевой хорды
θc	развал лезвия
σ	прочность лезвия
γ	металлический угол лезвия
В	абсолютная скорость
ч/ч	относительная высота пролета
x, y, zz,	декартовы координаты
r, θ i	цилиндрические координаты
	количество застоя
1, 2	относительно ротора сечений LE, TE

Ссылки

1. Биевиц, Дж.; Зейтц, А.; Хорнунг, М. Обзор последних концепций самолетов, использующих синергетическую интеграцию силовой установки и планера. В Материалы 30-го Конгресса Международного совета аэронавтических наук, Тэджон, Корея, 25–30 сентября. 2016.
2. Уэлстед, Дж.; Фельдер, Дж.Л. Концептуальный проект узкофюзеляжного турбоэлектрического коммерческого транспорта с пограничным слоем фюзеляжа проглатывание. В материалах 54-го собрания AIAA по аэрокосмическим наукам, Сан-Диего, Калифорния, США, 4–8 января 2016 г.; п. 1027.
3. Боуман, CL; Фелдер, Дж.Л.; Мариен, Т.В. Концепции турбо- и гибридно-электрифицированных авиационных силовых установок для коммерческого транспорта. В Материалы симпозиума AIAA/IEEE по электрическим авиационным технологиям (EATS) 2018 г., виртуально, 10–12 августа 2018 г.; стр. 1–8.
4. Холл, ДК; Даудл, А.; Гонсалес Дж.; Троллингер, Л.; Тальхаймер, В. Оценка пограничного слоя, поглощающего турбоэлектрический самолет Конфигурация с использованием знакового программирования. В материалах журнала «Авиационные технологии, интеграция и операции» за 2018 год. Конференция, Атланта, Джорджия, США, 25–29 июня 2018 г.; п. 3973.

Machine Translated by Google

5. Яннакакис, П.; Мальдонадо, ЮБ; Тантот, Н.; Франц, К.; Бельвиль, М. Оценка расхода топлива самолета с турбоэлектрической двигательной установкой . В материалах форума AIAA Propulsion and Energy 2019, виртуально, 19–22 августа 2019 г.; п. 4181.
6. Фернандес А.М.; Смит, Х. Влияние пограничного слоя фюзеляжа, поглощающего движитель, на силы и моменты планера. Аэросп. наук. Технол. 2020, 100, 105808. [CrossRef]
7. Шмольгрубер, П.; Донжат, Д.; Ридель, М.; Кафарелли, И.; Атино, О.; Франсуа, К.; Палух, Б. Междисциплинарный дизайн и характеристики концепции гибридной электрической распределенной силовой установки ONERA (DRAGON). В материалах форума AIAA Scitech 2020, виртуально, 11–21 января 2020 г.; п. 0501.
8. Хаберманн, А.Л.; Гохале, А.; Хорнунг, М. Численное исследование последствий стреловидности фюзеляжа в концепции двигательной установки фюзеляжа. CEAS Аэронавт. Дж. 2021, 12, 173–189. [Перекрестная ссылка]
9. Пирсон, Х.; Маккензи, А. Просыпается в осевых компрессорах. Аэронавт. Дж. 1959, 63, 415–416. [Перекрестная ссылка]
10. Рид, К. Реакция осевых компрессоров на искажение впускного потока; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, Нью-Йорк, США, 1969 г.; Том 79832.
11. Гётерт, Б.; Редди, К. Нестационарная аэродинамика лопаток ротора компрессора в условиях искаженного потока (эффект интерференции) между колебательным и искаженным входным потоком при остановке компрессора); Крэнфилдский университет: Бедфорд, Великобритания, 1971 г.
12. Мелик, Х., младший. Анализ искажения входного потока и влияния турбулентности на стабильность компрессора; Исследовательский центр Эймса: Моффет Филд, Калифорния, США, 1973 год.
13. Кимзи, В. Анализ влияния некоторых внешних возмущений на аэродинамическую устойчивость осевых вентиляторов и компрессоров турбинных двигателей; Технический отчет; Центр инженерных разработок Арнольда: Мерфрисборо, Теннесси, США, 1977 г.
14. Маззави, Р.С. Модель многосегментного параллельного компрессора для искажения окружного потока. Дж. Инж. Власть 1977, 99, 288–296. [Перекрестная ссылка]
15. Хайнс, М. Улучшение модели параллельного компрессора за счет учета нестационарной аэродинамики лопаток. В материалах 68-го (A) совещания специалистов по двигательной технике и энергетике, AGARD, Мюнхен, Германия, 10–12 сентября 1987 г.; Том 400.
16. Хайнс, Т.; Чу, Р.; Грейцер, Э.; Тан, К. Расчеты нестабильности поля потока компрессора, вызванной искажениями на впуске. В материалах 68-го (A) совещания специалистов по двигательной технике и энергетике, AGARD, Мюнхен, Германия, 10–12 сентября 1987 г.; Том 400.
17. Хейл, А.; Дэвис, М. Код компрессора газотурбинного двигателя DYNAmic (DYNTECC) – теория и возможности. В материалах 28-го числа Совместная конференция и выставка по двигательной технике, Нэшвилл, Теннесси, США, 6–8 июля 1992 г.; п. 3190.
18. Шахрохи, К.; Дэвис, Дж. М. Применение модифицированной модели системы динамического сжатия к веерным эффектам искажения на входе при низком удлинении . В материалах 33-го совещания и выставки по аэрокосмическим наукам, Рино, Невада, США, 9–12 января 1995 г.; п. 301.
19. Дэвис, Р.Л.; Яо, Дж. Вычислительный подход к прогнозированию возникновения остановки в многоступенчатых осевых компрессорах. Дж. Пропуль. Власть 2007, 23, 257–265. [Перекрестная ссылка]
20. Фредрик Н.; Дэвис М.-младший. Исследование влияния завихрения на входе на производительность и работоспособность компрессора с использованием модифицированной модели параллельного компрессора. В материалах ASME 2011 Turbo Expo: Техническая конференция и выставка турбин, Ванкувер, Британская Колумбия, Канада, 6–10 июня 2011 г.; Том 54617.
21. Дэвис, М.В., младший; Казинс, В.Т. Оценка сложных искажений на впуске с помощью модели параллельного компрессора: Часть 2 — Применение к сложным схемам. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2011 г.; Том 54617, стр. 13–23.
22. Флойд Р.С.-младший; Дэвис, М.В., младший; Валидация модифицированной модели параллельного компрессора для прогнозирования влияния завихрения на входе на производительность и работоспособность компрессора. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2015 г.; Том 56628, с. B001T01A024.
23. Эскудеро Саис, А. Исследование аналитических моделей для оценки влияния искажений на производительность компрессора и Стабильность [BR]-Стажировка. Магистерская диссертация, Льежский университет, Льеж, Бельгия, 2020.
24. Дулгерис, Г.; Халеги, Х.; Калфас, А.; Пилидис, П. Разработка метода расширенного представления вентиляторов при моделировании газовых турбин. Межд. J. Вращающаяся Маха. 2011, 2011. [CrossRef]
25. Миллер, Д.; Уосделл, Д. Нерасчетное прогнозирование потерь в лопатках компрессора; C279/87; Японское агентство науки и технологий: Токио, Япония, 1987 год; стр. 249–258.
26. Валенсия, Э.; Идальго, В.; Налианда, Д.; Ласкаридис, П.; Сингх, Р. Дискретный подход Миллера для оценки воздействия на пограничный слой искажения, вызванные проглатыванием. Подбородок. Дж. Аэронавт. 2017, 30, 235–248. [Перекрестная ссылка]
27. Менегоццо, Л.; Бенини, Э. Средний расчет потерь запаса по помпажу из-за искажения входного потока. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2020.
28. Будзишевский Н.; Фридрихс Дж. Моделирование пограничного слоя, поглощающего движитель. Энергия 2018, 11, 708. [CrossRef]
29. Маккензи А.Б. Осевые вентиляторы и компрессоры. В области аэродинамического дизайна и производительности; Гауэр Технический: Токио, Япония, 1997 г.
30. Казинс, WT; Дэвис, М.В., младший. Оценка сложных искажений на впуске с помощью модели параллельного компрессора: Часть 1 – Концепции, теория, расширения и ограничения. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2011 г.; Том 54617, стр. 1–12.
31. Биндер, Н. Аэро-термодинамическая адаптация турбомашин в условиях плохой адаптации; Университет Тулузы: Тулуза, Франция, 2016.
32. Валенсия, Э.; Налианда, Д.; Ласкаридис, П.; Сингх, Р. Анализ двигательной системы с использованием параметрического подхода и подхода параллельного компрессора для моделирования искажений в системах поглощения пограничного слоя. Часть G J. Aerosp. англ. 2014. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

33. Бенишу, Э.; Дюфур, Г.; Буске, Ю.; Биндер, Н.; Ортолан, А.; Карбонно, Х. Моделирование аэродинамики объемными силами. Низкоскоростной вентилятор при искаженном притоке. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2019, 4. [CrossRef]
34. Холл, Д.; Грейцер, Э.; Тан, К. Анализ атрибутов концептуального проектирования стадии вентилятора для поглощения пограничного слоя. Я. Турбомах. 2017, 139, 071012. [CrossRef]
35. Толлет, В. Моделирование сил тела при взаимодействии вентилятора и планера. доктор философии Диссертация, ISAE-SUPAERO, Тулуза, Франция, 2017.
36. Дюфур, Г.; Толлет, В. Моделирование аэродинамики вентилятора турбовентиляторного двигателя на ветряной мельнице с помощью сил тела. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2016 г.; Том 49712, с. B02CT39A045.
37. Ортолан А. Аэродинамическое исследование реверсивных осевых вентиляторов с высокой двойной производительностью компрессора и турбины. доктор философии Диссертация, ISAE-SUPAERO, Тулуза, Франция, 2017 г.
38. Корти-Одрен, СК; Ортолан, А.; Карбонно, Х.; Биндер, Н.; Халлас, Ф. Численный анализ топологий вторичного потока тихоходных осевых вентиляторов от компрессора до ветряной мельницы с регулируемой нагрузкой. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин ETC12, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.
39. Феррер-Видаль, Ю.Л.; Шнайдер, М.; Аллегретти, А.; Пачидис, В. Модель потерь и отклонений для лопаток компрессора на высоких оборотах. Отрицательная заболеваемость. Я. Турбомах. 2019, 141, 121001. [CrossRef]
40. Риги, М.; Феррер-Видаль, Л.; Пачидис, В. Модели объемной силы и средней линии для определения характеристик осевого компрессора на малом холостом ходу. Аэронавт. Дж. 2020, 124, 1–19. [Перекрестная ссылка]
41. Похрель, М.; Ши, М.; Ахуджа, Дж.; Гладин Дж.; Маврис, Д.Н. Концептуальный проект движителя BLI с учетом воздействия аэродинамической связи и искажений. В материалах форума AIAA SciTech 2019, Сан-Диего, Калифорния, США, 7–11 января 2019 г.; п. 1588.
42. Лопес де Вега, Л.; Дюфур, Г.; Гарсия Роза, Н. Полностью связанная методология работы двигателя и силы тела при проглатывании пограничного слоя. Дж. Пропуль. Власть 2021, 37, 192–201. [Перекрестная ссылка]
43. Коляс И.; Алексиу, А.; Аретакис, Н.; Матиудакис, К. Анализ средней линии осевого компрессора: моделирование дросселирования и полностью связанная интеграция при моделировании производительности двигателя. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 4. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Соотношения безразмерных чисел для наружного воздушного уплотнения † Турбина низкого давления

Кацпер Палкус 1,2,* и Петр Стшельчик 1

1 Факультет машиностроения и аэронавтики Жешувского технологического университета, ал. Powsta ´nców Warszawy 8, 35-959 Жешув, Польша; piotstrz@prz.edu.pl Докторантура
2 инженерных и технических наук, Жешувский технологический университет, 35-959 Жешув, Польша
* Переписка: kacp.palkus@gmail.com † Эта статья представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в Трудах европейское турбомашиностроение Конференция ETC14, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: В рамках представленной работы выполнен размерный анализ и численно-параметрическое исследование типичного наружного воздушного уплотнения турбины низкого давления. Были идентифицированы наиболее важные переменные для потока через наружное воздушное уплотнение и получены дальнейшие безразмерные числа. Зависимыми величинами, полученными в результате анализа, были: осевое число Рейнольдса (выраженное с помощью объемной скорости, соответствующей массовому потоку через уплотнение), коэффициент закрутки на выходе (включая угол выходного потока, важный для смешивания) и нагрев воздуховода (связанные с внутренними потерями). Кроме того, коэффициент расхода был перепроверен, что позволило провести дальнейшее сравнение с доступной литературой. Комплексное численное параметрическое исследование включало все важные факторы, влияющие на поток через уплотнение с рабочим диапазоном параметров, соответствующим наружным воздушным уплотнениям двигателя.

Ключевые слова: наружное воздушное уплотнение; размерный анализ; турбина низкого давления; CFD

Цитирование: Палкус, К.; Стжельчик, П. Безразмерные числа
Взаимосвязь наружного воздушного уплотнения турбины низкого давления. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 33. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030033 .

Академический редактор: Франческо Мартелли

Поступила: 28 мая 2021 г.
Принято: 19 августа 2021 г.
Опубликовано: 24 августа 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Недавние достижения в области турбин низкого давления (ТНД), связанные со сверхкритическими профилями, ультратонкими задними кромками и формой лопаток со сверхвысокой подъемной силой, и это лишь некоторые из них, подводят к границам максимальной эффективности этих машин. Однако есть еще несколько направлений , которые нуждаются в дальнейшем развитии из-за потенциального запаса эффективности. Одним из таких полей является Outer Air Seals (OAS). В LPT наиболее часто применяемой концепцией является лабиринтное уплотнение в сочетании с абразивными материалами, такими как соты. Лабиринтные уплотнения – уже широко известное решение, эффективное и надежное. Таким образом, они являются идеальным выбором для авиационных двигателей.

Большая часть исследований лабиринтных уплотнений проводилась для внутренних воздушных уплотнений (IAS). Оба типа уплотнений работают в совершенно разных условиях. Поскольку OAC расположены по внешнему диаметру, они работают на гораздо большем радиусе, чем ИАС. Из-за этого локально возникают очень высокие окружные числа Маха. Кроме того, на внешнем диаметре обычно применяются конфигурации с двумя или тремя ребрами. Это связано с тем, что каждая дополнительная масса на таком радиусе неблагоприятна для напряжений вращающейся лопасти. Кроме того, относительные перемещения уплотняющих частей в OAS несравненно больше, поэтому чрезвычайно важно поддерживать относительно небольшие зазоры между вращающимися и невращающимися частями. И последнее, но не менее важное: OAS испытывают гораздо меньшее охлаждение и, следовательно, работают при гораздо более высоких температурах, что является ограничивающим фактором для многих практических решений.

1.1. Предыдущая работа

По указанным выше причинам регионы ИАС первыми привлекли интерес многих исследовательских групп, пытающихся оптимизировать работу устройств. Существуют

Machine Translated by Google

хорошо работающие решения IAS, такие как щеточные уплотнения, исследованные, например, Dinc et al. [1] или поворотные устройства Mahle [2].

Исторически одно из первых исследований лабиринтовых уплотнений принадлежит Wittig et al. [3], выполнившие систематические серии измерений на прямоточных уплотнениях. Основное внимание они уделяли характеристикам разряда и коэффициентам трения для различных конфигураций . Авторы указали, что масштаб оказывает существенное влияние на характеристики уплотнени Это согласуется с современными знаниями, согласно которым, когда явления потока «масштабируются», числа подобия должны сохраняться.

Васка и др. В работе [4] на основе экспериментальных данных предположено, что поведение разряда зависит от соотношения давлений, чисел Рейнольдса и Тейлора. Другой способ получить правильные числа сходства – это применение анализа размерностей (DA). Денеке и др. [5] выполнили такой анализ для IAS и масштабировали условия двигателя до лабораторных для 2D и 3D случаев. Авторы дополнительно провели численное параметрическое исследование, чтобы выяснить влияние полученных параметров. С этой целью они сохранили постоянным характер разряда и искали подходящее масштабирование нагрева воздуха и выходного завихрения. Основным результатом их размерного анализа было то, что отношения U/Vax, σ, Kout зависят от следующих безразмерных параметров: c/R, П, Mu, ReU, Kin k, Pr, Tu.

В другой работе Денеке и др. В [6] безразмерные величины применялись для подготовки экспериментальных исследований по суммарному повышению температуры за счет потерь и развития закрутки в сходящейся и расходящейся ступенчатых лабиринтных ИАС. Авторы также указали, что точные измерения в таких небольших устройствах чрезвычайно сложно выполнить, поэтому погрешность нагрева ветровой части оценивается в диапазоне 2–30%. Их работа позволила Яну и др. [7] для проведения дальнейших численных исследований ступенчатых ИАС с сотами и без них. Эти авторы показали хорошее согласие своих моделей с экспериментами Денеке и др. [6]; они также предоставили дополнительную характеристику нагрева парусности уплотнения и потока утечек.

Множество корреляций, основанных на измерениях, было представлено Циммерманом и Вольфом [8]. Исследователи провели полное исследование характеристик разгрузки уплотнения в зависимости от степени сжатия, размера зазора, канавок, количества ребер, размера сотовых ячеек и некоторых других параметров, типичных для прямых и ступенчатых конфигураций.

В последнее время деятельность OAГ также подверглась тщательному расследованию. Шиманский и др. [9] выполнили CFD-моделирование этих устройств. Они изучили влияние шероховатости и скорости вращения на характеристики потока. Авторы наблюдали влияние очень высоких скоростей вращения (более 15 000 об/мин) на характеристики потока при малых степенях да И наоборот, для низкой шероховатости при более высоких коэффициентах давления (выше 1,5) они указали на очень ограниченное влияние скорости вращения. Позже Шиманский и др. [10] также сравнили два разных эксперимента с результатами CFD, показав хорошее согласие. Еще одно очень подробное численное исследование OAC с сотами принадлежит Fraczek et al. [11]. Они предусмотрели радиальные профили как на входе, так и на выходе уплотнения, включая сотовое трение. Клюге и др. [12] показали хорошее согласие численных прогнозов с экспериментальными данными, полученными на новой установке для тюленей. Авторы также указали, что локальные параметры потока и вихри фиксируются неправильно. Вейн и др. [13] сравнили экспериментальные данные с численными расчетами, проверив несколько вариантов различных моделей турбулентности с разными поправками, чтобы найти лучшую настройку для OAS. Они показали, что общие вихревые структуры и характеристики потока по сравнению с измерениями PIV и 3D-PVT хорошо фиксируются. Тем не менее, поведение локального потока все еще не было адекватно предсказано.

Нестационарные явления, возникающие при IAS, исследовались для лабиринтных уплотнений Gao et al. [14]. Они показали, что LES и URANS дают достаточно хорошее согласие с измерениями в стационарном состоянии. Клюге и др. [15] для изолированного OAC, исследованного на новой установке, также сообщили о некоторых нестационарных колебаниях давления на выходе устройства в определенном диапазоне работы. Их сравнение численных и экспериментальных результатов показывает, что модели CFD способны улавливать правильные режимы колебаний частоты.

Machine Translated by Google

В вышеупомянутых публикациях обнаружено, что результаты CFD для IAS и OAS хорошо отражают общие характеристики потока лабиринтных уплотнений. Литературные данные показывают, что устойчивое моделирование способно уловить тенденции, но исказить оценку местных параметров. Кроме того, уже проводятся обширные исследования поведения локального потока, включая LES, чтобы компенсировать недостатки моделирования RANS с точки зрения прогнозирования особенностей локального потока.

1.2. Цели текущей работы

Как упоминалось в предыдущем разделе, доступная литература не часто освещает ОАГ. Предполагается, что из-за достаточно разных условий эксплуатации, характеризующих ИАС и ОАС, существующие результаты и достижения могут отличаться в случае ОАС.

Настоящее исследование облегчает сравнение с результатами других исследователей, учитывая повышая значимость уже сложившихся отношений по наружным воздушным уплотнениям.

Для лучшего понимания зависимостей между значимыми величинами необходима локализация ключевых параметров, имеющих решающее значение для ОАГ, что является одновременным результатом применения ДА.

Комплексное параметрическое исследование ОАС, включающее всех важных вкладчиков потока , с соответствующим диапазоном параметров ОАС и зависимостями между числами подобия еще не проводилось.

Настоящая работа способствует углублению понимания некоторых проблем OAS и зависимостей между величинами потока; это также позволяет найти возможности для улучшения производительности этих устройств.

2. Методология .

Настоящее исследование посвящено аэродинамическому исследованию ОАС (см. рисунок 1). Расследование разделено на две части. Первый состоит из анализа размеров, в результате которого получается набор безразмерных чисел, характеризующих поток через уплотнение. Вторая часть основана на серии исследований CFD типичного ступенчатого лабиринта OAS, используемого в двигателях.

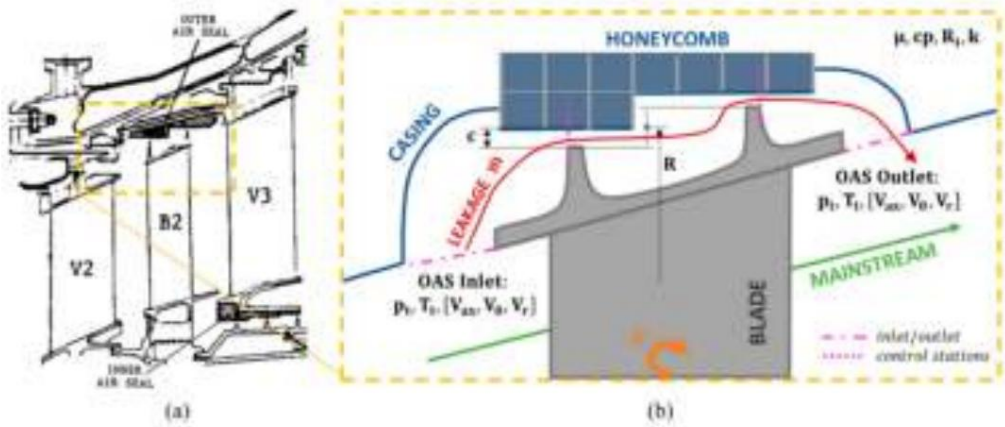


Рис. 1. (a) Типичный ОАС ЛПТ [16]. (b) Значимые количества, рассматриваемые для потока через OAS.

Целью исследования было выявление ключевых факторов, влияющих на потоки через ОАГ, и их взаимозависимости. Недавние исследования доказали, что результаты CFD показывают хорошее согласие с экспериментами с точки зрения общих характеристик потока, см., например, [7,10]. Таким образом, RANS являются подходящим выбором для такого рода расследований. RANS напрямую выдает усредненные значения величин потока и для общих безразмерных соотношений они считаются достаточными. Тем не менее, в ряде случаев URANS также выполнялись.

Наиболее важные количественные показатели, использованные для исследования (DA), показаны на рисунке 1. Предполагалось, что эти величины в основном вносят вклад в характеристики потока через

Machine Translated by Google

тюлень. На рисунке 1 также отмечены контрольные станции, на которых осуществлялось осреднение величин расхода .

2.1. Размерный анализ

ДА позволил выявить ключевые параметры, контролирующие поток в ОАС, и привести их к безразмерным числам. DA основан на математически доказанной теореме Бэкингема. Это приводит к правильной формулировке чисел подобия и далее к законам подобия. Как описано Цин-Мингом [17], метод DA сначала требует соответствующего выбора фундаментальных величин, которые управляют физическим явлением. Это самый важный шаг в правильном проведении DA.
Рассматривая физическую задачу, следует учитывать величины, существенно влияющие на явление. Следуя этой концепции, в представленном исследовании впервые были найдены переменные, наиболее влияющие на характеристики ОАС. Перечень величин, значимых для потока через ОАС, приведен в таблице 1.

Таблица 1. Выбор величин, применяемых для анализа размеров ОАС.

Количества, считающиеся значимыми для ОАГ DA	c, R, N, a, Ri , μ, pt,in, pt,out, Tt,in, Tt,out, m, Vθ,in, Vθ,out,Vr,in, Vr,out,Vax,in, Вакс, выходи
Базовые единицы	[с], [м], [кг], [K]
Выбранные независимые переменные	R, N, μ, Tt,in [m], [s 1], [кг·м 1 · с 1], [K]
Выбранные зависимые переменные	c, a, Ri , pt,in, pt,out, Tt,out, m, Vθ,in, Vθ,out, Vr,in, Vr,out, Vax,in, Vax,out

Выбор был сделан относительно зависимых и независимых переменных. Это было установлено путем анализа важнейших аспектов OAS для LPT. В дальнейшем на основе теоремы ДА были определены связи между этими переменными. Если задано слишком много величин, они уменьшаются выбранной системой измерения и избыточность удаляется. Естественным результатом процедуры является набор безразмерных чисел. Стоит также отметить, что окончательный вид чисел подобия обусловлен выбором основной системы единиц. В настоящем исследовании наиболее подходящие безразмерные числа, с точки зрения авторов, приведены в уравнении (1). Для OAS это: осевое число Рейнольдса Reax (представляющее поведение массового расхода), коэффициент закрутки на выходе Kout (соответствующий углу выходного потока, важный для проблем смешивания) и нагрев воздуха σ (связанный с внутренними потерями). . Безразмерные соотношения в общем виде таковы:

$$\text{Реакс, Коут, } \sigma = f\left(\frac{c}{\text{П, Kin, Mu, k, R N}\mu}, \frac{pt,in}{\text{Более подробная}}\right) \quad (1)$$

информация о проведенном анализе размерностей приведена в Приложении A.

В настоящей работе варьировались величины в правой части и проверялось их влияние на Reax, Kout, σ . Относительный зазор c/R варьировался за счет изменения зазора на обоих ребрах. Геометрические особенности, кроме c/R, не менялись, поскольку это привело бы к созданию слишком большого количества конфигураций. Подобные геометрические зависимости уже были подробно изучены Циммерманом и Вольфом [8]. Другие геометрические детали исследуемой конфигурации уплотнения, влияющие на его характеристики, приведены в прилож
Степень давления П регулировали путем изменения статического давления на выходе. Коэффициент закрутки на входе задавался через угол скорости на входе. Окружное число Маха My рассчитано на входе OAC для заданной частоты вращения. Соотношение теплоемкостей определялось исходя из принятой температуры, соответствующей условиям работы двигателя. Отношение pt,in/Nμ варьировалось путем независимого изменения частоты вращения и полного давления на входе.

Другой часто используемой величиной для воздушных уплотнений является так называемый коэффициент расхода, определяемый как:

Machine Translated by Google

$$Cd = \frac{\dot{м}}{\dot{}_{середина}}, \quad \dot{}_{середина} = \frac{pt,in \cdot A \cdot f(П)}{\sqrt{Тт,в}} \quad f(П) = \sqrt{\frac{1}{П}^{\frac{1}{тыс.}} \cdot \frac{2}{Ри(к-1)}\left(1 - \frac{1}{П}^{\frac{к-1}{к}}\right)} \quad (2)$$

Этот коэффициент не является результатом DA. Скорее это относится к скорости в идеальном сопле согласно формуле Сен-Венана-Венцеля. Денеке и др. [5] утверждают, что он включает в себя гораздо больше информации, чем просто массовый расход, поскольку он также включает потери и характеристики потока для конкретной геометрии. Этот параметр широко используется в инженерной практике во многих системах вторичного воздушного потока. Зная правильное значение Cd и основные переменные расхода, с помощью уравнения (2) можно рассчитать массовый расход через зазоры, отверстия, тройники, соединители или любую другую систему. К сожалению, Cd зависит от многих параметров. Таким образом, предсказать его правильное значение непросто. В настоящем исследовании Cd будет служить лишь сравнением с доступной литературой, а не результатом исследования. При этом характеристики потока OAC считаются достаточно хорошо описываемыми числами, полученными из DA. При таком подходе можно разделить факторы, влияющие на те или иные явления

2.2. Численная установка 2.2.1.

Геометрия Чтобы изучить влияние безразмерных чисел на поведение общих характеристик потока OAS, была проведена серия CFD-анализов с использованием пакета ANSYS Workbench.

Исследование выполнено на модели OAC, обычно используемой на первой ступени ТНД Энергоэффективного двигателя [16]. Обзор исследуемой конфигурации представлен на рисунке 1. Геометрия типична для LPT. Это полостной объем OAC из бандажированных турбинных лопаток с двумя ребрами, расположенными на значительном среднем радиусе (R = 0,538 [м]), образующим вместе с сотами ступенчатый лабиринт. Для простоты сама сотовая конструкция не моделировалась. Влияние сот может накладываться апостериорно на общее поведение тюленя, что подтверждено [7,8]. Незначительные, не относящиеся к делу элементы геометрии OAS были упрощены в соответствии со стандартными передовыми практиками, обычно применяемыми в CFD, чтобы избежать потенциальных проблем и числовых ошибок из-за неправильны

2.2.2. сетка

Модель охватывает 6 сектор внешней полости в тангенциальном направлении (согласно данным двигателя, [16]) и создана в ICEM CFD с использованием шестигранных структурированных элементов. Было проверено несколько вариантов сетки. Сначала, следуя [10], были подготовлены анализы с y^+ ~ 1 (около 3М ячеек). Впоследствии сетка была увеличена для применения стандартных функций стенки, в результате чего y^+ 30 ÷ 50 (около 300 тыс. ячеек, см. рисунок 2). Статистика качества грубой сетки все еще была удовлетворительной. В таблице 2 показано влияние пространственной дискретизации на интересующие параметры в представленном исследовании. Для этой перекрестной проверки были построены три сетки. Два с y^+ ~ 1 и один с более грубым разрешением (с использованием WF), который применялся в этом исследовании.

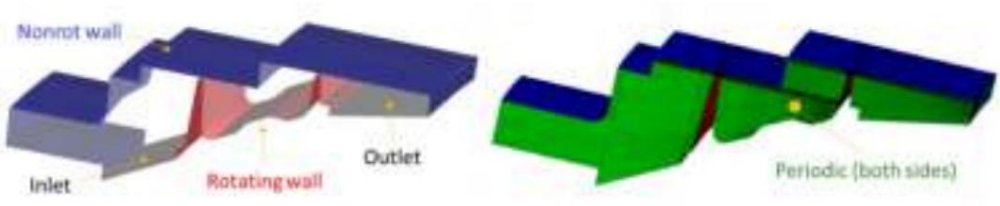


Рисунок 2. Модель OAS, граничные условия и сетка.

Machine Translated by Google

Таблица 2. Индекс сходимости сетки для наиболее важных безразмерных параметров ОАС.

	p21	p32	ε21	32	п	GCI21	GCI32
Реакс	1.3	1,4	0,005	0,034	6.0	1,8 × 10 3	2,2 × 10–3
Коут	1.3	1,4	0,001	0,019	10.2	1,0 × 10 4	1,3 × 10 4
σ	1.3	1,4	0,011	0,047	4.2	6,6 × 10–3	7,7 × 10–3
	1.3	1,4	0,002	0,017	6.7	5,7 × 10 4	7,1 × 10 4

Хотя, по-видимому, существуют некоторые различия в результатах использования разных сеток в с точки зрения общих зависимостей характеристических параметров, в следующей части В ходе исследования рассматривались только результаты грубой сетки для снижения вычислительных затрат.

2.2.3. Граничные условия

Вращательная периодичность накладывалась с обеих сторон модели. Остальные граничные условия показаны на рисунке 2. На стенках были заданы условия вязкого течения. Вращающаяся стена имела определенную скорость для каждого случая. Все стенки были адиабатическими. Этот предположение считалось разумным для общих зависимостей расхода. Розетка была не удлинялся, и была использована функциональность CFX, которая автоматически размещает стенка на каждой выпускной секции, где возникает обратный поток. Такое решение было призвано моделировать поток вблизи внешнего диаметра, где проходящий основной поток действует как закупорка для утечка (см. рисунок 1). Утечка обычно приводит к попаданию потока в основной поток в задней части. полости, и за вторым ребром обычно создается вихрь.

На входной границе задавались полное давление и общая температура, исходя из данные двигателя. В зависимости от случая угол окружной скорости задавался равным входное отверстие для включения предварительного завихрения в моделирование. Угол радиальной скорости на входе предполагалось постоянным на протяжении всего анализа и равным 45 . В приложениях для двигателей этот параметр сильно зависит от геометрии. В связи со значительным расширением Заградительные зоны ОАС на входе и выходе устройства, влиять на это нецелесообразно. параметр, который также считается имеющим незначительное влияние на работу ОАС. В На границе выпускного отверстия было введено постоянное статическое давление, чтобы поддерживать соотношение давлений на уровне целевое значение для конкретного сценария. Модельная жидкость предполагалась сжимаемой. с уравнением состояния идеального газа. Удельная теплоемкость и вязкость (формула Сазерленда) считались зависящими от температуры (термически совершенный газ). Через В ходе анализа было принято среднее значение интенсивности турбулентности Tu = 5% на граница впуска. Считалось, что такое значение хорошо отражает условия потока, обычно происходит в ОАГ. Число Прандтля на протяжении всего параметрического исследования было установлено близким до 0,7.

2.2.4. Решатель

Анализ проводился с использованием ANSYS CFX. Большинство из них находились в устойчивом состоянии. SST применялась в качестве модели турбулентности, как рекомендовано в [10,11,15]. Предельная сходимость значение было установлено равным 1 × 10–4 (среднеквадратичное значение), но часто оно падало ниже 1 × 10–5 . Моделирование проводилось до тех пор, пока все контролируемые интересующие параметры не показали псевдопостоянная времени. Моделирование переходных процессов было инициализировано из устойчивого состояния. решение. Численная установка для нестационарного моделирования осталась неизменной. Моделирование переходных процессов было выполнено для нескольких скоростей вращения. Физический шаг времени соответствующее 1/1600 времени вращения ротора, что привело к максимальному количеству КЛЛ. около 20.

3. Результаты и обсуждение.

3.1. Осевое число Рейнольдса

Первой зависимой величиной согласно уравнению (1) является осевое число Рейнольдса. Реакс, выражающий отношение инерции к силам вязкости. Таким образом, применительно к OAS, Reax

Machine Translated by Google

включает информацию о поведении массового расхода, поскольку его удобно определить следующим образом:

$$\text{Реакс} = \frac{\rho V_{axc}}{\mu} = \frac{\rho V_{axc} R 2\pi}{\mu R 2\pi} = \frac{\dot{м}}{2\pi R \mu} \quad (3)$$

Результаты численного исследования осевого числа Рейнольдса представлены на рисунке 3. Из уравнения (3) ясно, что чем больше поток массы утечки через OAS, тем больше Reax. Данные показывают, что число Рейнольдса сильно зависит от степени сжатия П и относительного зазора с/R. При более высоких степенях давления (около 1,7) изменения числа Рейнольдса и, соответственно, массового расхода меньше.

Это происходит из-за заклинивания ребер. Видно также, что при более высоких степенях давления скорость роста Reax ослабевает . Современные самолеты LPT работают при значительно более высоких степенях давления OAS (1,5 ÷ 1,7) , чем двадцать лет назад (1,3). По этой причине зоны OAC для современных двигателей еще более важны, поскольку через уплотнения проходит примерно на 20–30% больше массового потока утечек. Еще одним параметром, который существенно влияет на осевое число Рейнольдса, является размер зазора, или, выражаясь безразмерными величинами, относительный зазор. Очевидно, что с увеличением площади поперечного сечения массовый расход и соответствующая Reax будут выше. Настоящие результаты и зависимости Reax от П и c/R согласуются с [7,10].

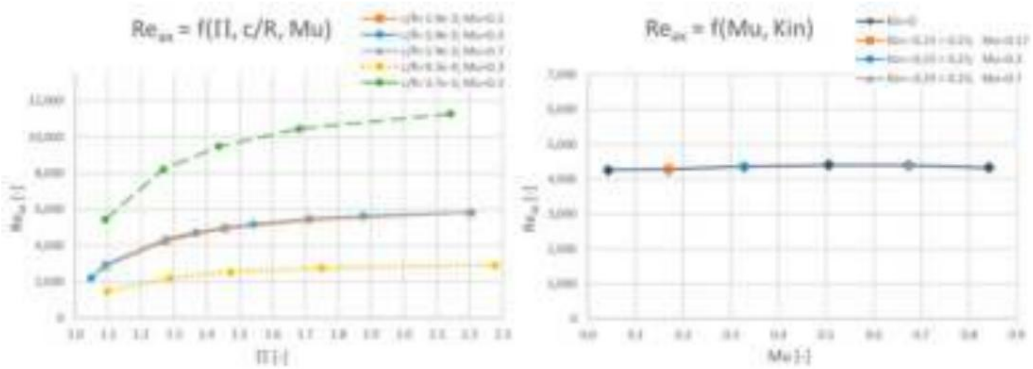


Рис. 3. Зависимость осевого числа Рейнольдса от П, c/R, Mu и Kin.

Рисунок 3 также показывает, что число Рейнольдса не зависит от окружного числа Маха, а значит, и от скорости вращения. Кроме того, другое завихрение на входе не оказывает влияния на Reax (и, следовательно, на массовый расход утечки). В заключение, для широкого диапазона переменных, рассматриваемых здесь, массовый расход утечки OAS обычно не зависит от вращения и угла скорости на входе. Денеке и др. [5] заявили, что массовый расход не зависит от эффектов вращения, пока отношение U/Vax остается ниже 1.

Обычно это касается IAS. Из результатов представленного исследования для практических случаев OAC видно, что угол вращения и входной скорости не влияют на массовый расход, даже когда отношение U/Vax находится в диапазоне 0,02 ÷ 2,4, что соответствует диапазону Mu . показано на рисунке 3.

Кроме того, немногие другие исследователи указывают на независимость от вращения. Циммерманн и др. [8] и Шиманski и др. В [4] утверждается, что влиянием вращения на характеристики коэффициента расхода Cd можно пренебречь при Reax > 10 000. Эти эффекты вращения становятся существенными с уменьшением числа Рейнольдса, поскольку потери давления увеличиваются из-за растущих потерь на трение. . На рисунке 4 представлен график Cd в зависимости от Reax с различным относительным зазором, степенью давления и окружным числом Маха, чтобы облегчить сравнение с доступной литературой. Упомянутая выше небольшая зависимость Cd от скорости вращения хорошо видна на рисунке 4 уже вблизи Reax 6000.

Machine Translated by Google

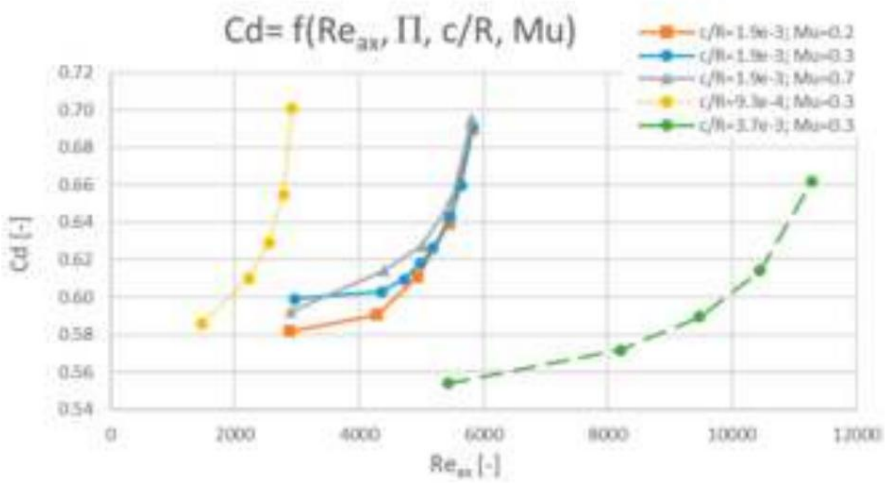


Рис. 4. Коэффициент разряда исследуемой OAC для различных eax, П, c/R и Mu.

Несмотря на в целом хорошее согласие с литературными результатами эффектов вращения относительно относительного зазора, в доступных отчетах об исследованиях обнаруживаются две разные тенденции. Виттиг и др. [3] и Васка и др. В [4] показано, что для прямого лабиринтного уплотнения с различной конфигурацией ребер Cd уменьшается с уменьшением зазора. И наоборот, в текущем исследовании, как и в Willenborg et al. [18], Шрамм и др. [19] и Циммерманном и Вольфом [8] в случаях ступенчатых лабиринтов было обнаружено , что Cd уменьшается с увеличением зазора. Более того, Шиманский и др. [10], сравнивая два эксперимента с CFD, также наблюдали две разные необъяснимые тенденции Cd в отношении клиренса в обоих анализируемых экспериментах.

Первым и самым принципиальным отличием упомянутых случаев является конфигурация уплотнителя — прямая или ступенчатая. В случае прямоточных уплотнений (все еще широко применяемых в цилиндрических частях двигателей) чем больше зазор, тем больше Cd . Тогда как для ступенчатых, чем больше зазор, тем меньше Cd . Таким образом, для разных типов геометрии наблюдается совершенно обратное поведение разряда. Аналогичные выводы были сделаны Денеке и др. [20], которые изучали конфигурации с прямым, прямым и обратным шагом с канавками и без них. Они указали, что результаты, действительные для ступенчатых пломб, не следует объединять с результатами для прямых пломб. Кроме того, различия в геометрии приводят к изменению направления потока и заметному изменению поведения нагнетания. В случае прямоточной геометрии утечка попадает непосредственно в выходную камеру уплотнения, что снижает герметичность. Ступенька в конфигурации служит дополнительной точкой застоя и перенаправляет струю к нижней части уплотнения, улучшая г

Все эти данные показывают, что точные корреляции и зависимости коэффициента расхода определить трудно. И Reax , и Cd предоставляют некоторую информацию о массовом расходе утечки. В то время как Рейнольдс количественно определяет соотношение инерции и вязкостных сил, коэффициент расхода Cd сравнивает истинный массовый расход с идеальным значением в результате различных потерь. Также возможно, что на Cd , изучаемый другими исследователями, повлияли различные геометрические особенности, такие как расстояние между ребрами, радиусы ребер и их форма. Это может повлиять на результаты. Уже Циммерманн и Вольф [8] заявили, что обобщенная корреляция Cd не может быть очень точной. Об этом также говорится в представленной статье, поскольку Cd зависит от очень многих переменных. Тем не менее, параметр Cd активно используется из-за его удобного использования в инженерных приложениях, как обсуждалось в предыдущем разделе.

3.2. Коэффициент закрутки

на выходе утечки Безразмерное выражение наклона вектора скорости потока, полученное в результате выполнения DA, представляет собой коэффициент закрутки K. Этот параметр показывает, насколько велика окружная скорость потока по отношению к окружной скорости ротора. В случае OAC скорость кончика лопасти достигает значительных цифр из-за высокой

Machine Translated by Google

скорости вращения и значительные радиусы. Таким образом, завихрение на выходе вносит очень большой вклад в смешивание утечки OAS и основного потока в LPT.

Что касается коэффициента закрутки на выходе, параметризованного скоростью вращения и уменьшением зазора, то зависимость от степени сжатия немного выше. Однако можно предположить, что даже при высоких скоростях и очень малых зазорах, начиная с определенного значения степени сжатия (приблизительно 1,4), степень закрутки не зависит от П (см. рисунок 5). Такое поведение наблюдается при различных относительных зазорах и окружных числах Маха.

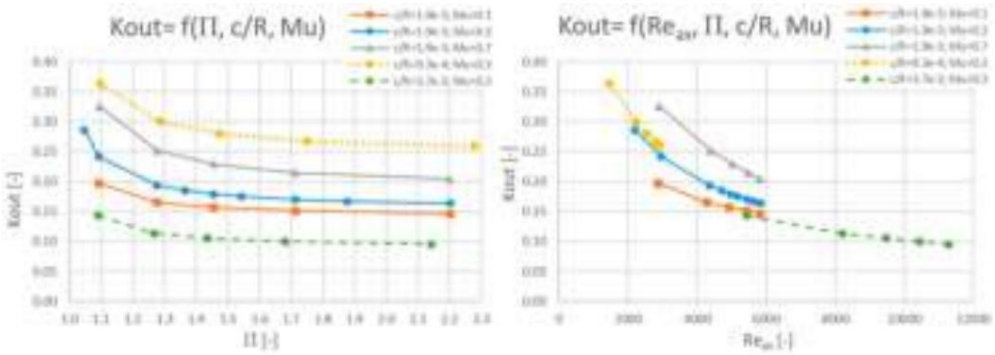


Рисунок 5. Зависимость коэффициента закрутки на выходе от π, Reax, c/R и Mu.

Из рисунка 5 можно сделать вывод, что при увеличении относительного зазора и уменьшении Mu коэффициент закрутки на выходе из каверны стремится к 0, то есть поток стремится к развороту. Это связано с тем, что чем больше зазор между ребрами и чем меньше обороты, тем больше потока пересекает OAS, не оказывая при этом какого-либо особого воздействия. Такое поведение, по сравнению с малыми относительными зазорами, свидетельствует о том, что поток особенно сильно закручен у самих ребер. При меньших зазорах слой сдвига доминирует в наименьшей площади поперечного сечения (на ребрах). Другими словами, очень небольшой поток свободен от влияния пограничного слоя. Утечка подвергается тогда вязкому воздействию. Поскольку ротор вращается, поток из-за эффектов вязкости также поворачивается. К такому же выводу приходят и значения числа Рейнольдса, выражающего отношение инерции к силам вязкости. Для малых Рейнольдсов преобладают силы вязкости, что видно для небольших зазоров на рисунке 5. Это отражается в более высоком коэффициенте закрутки на выходе.

На рисунке 6 показано, что степень закрутки на выходе сильно зависит, в частности, от двух параметров: окружного числа Маха ротора Mu и уровня степени закрутки на входе Kin. Входная закрутка соответствует начальному наклону вектора скорости утечки, входящего в полость. Очевидно, что чем выше закрутка на входе в полость, тем выше будет и закрутка на выходе. Это хорошо видно из кривых, представленных на рисунке 6, подчеркивая, что коэффициент завихрения на выходе линейно зависит от предварительного завихрения на входе. Наклон линий для разных Mu практически одинаков; меняется только уровень . Этот наклон остается неизменным и тогда, когда вектор скорости направлен против скорости вращения. Это дополнительно подтверждает, что оба числа Му и Кин , полученные из ДА, описывают отдельные явления. Рисунок 6 также показывает, что увеличение Mu приводит к линейному увеличению коэффициента закрутки на выходе. Вызванный дополнительный поворот при OAC происходит в направлении вращения. Частично это является следствием поворота потока у вращающихся стенок из-за вязкости жидкости, а частично — взаимодействия с вихрями в средней камере. Результаты хорошо согласуются с результатами, полученными в [5].

Machine Translated by Google

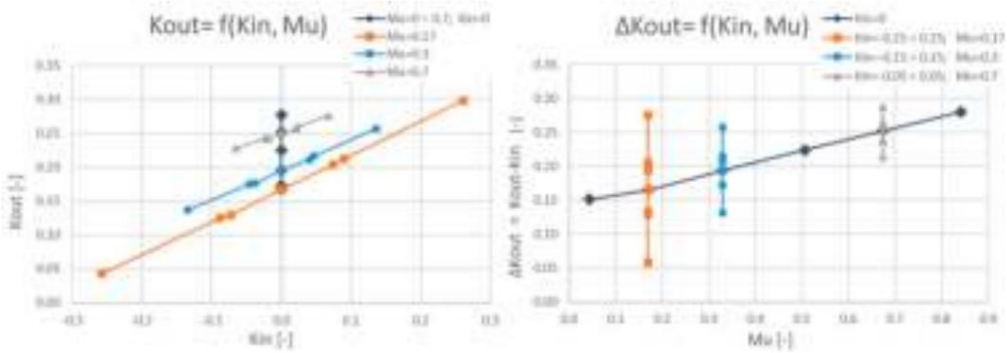


Рисунок 6. Зависимость коэффициента вихря на выходе от Mu и Kin.

3.3. Нагрев на выходе

Нагрев на выходе соответствует повышению температуры на выходе и является мерой потерь мощности из-за вихрей, трения и т. д. Увеличение температуры на выходе происходит за счет работы, вкладываемой вращающейся лопастью за счет сил вязкости. В настоящей работе из-за предположения об адиабатических стенках не может быть учтен теплообмен, связанный с эффектами охлаждения на стенках (обычно присутствующими в экспериментах). Рисунок 7, показывающий зависимость нагрева парусности от коэффициента давления Π, показывает, что σ демонстрирует очень схожие тенденции с Kout. С увеличением Π и c/R потери на парусность имеют тенденцию к снижению.

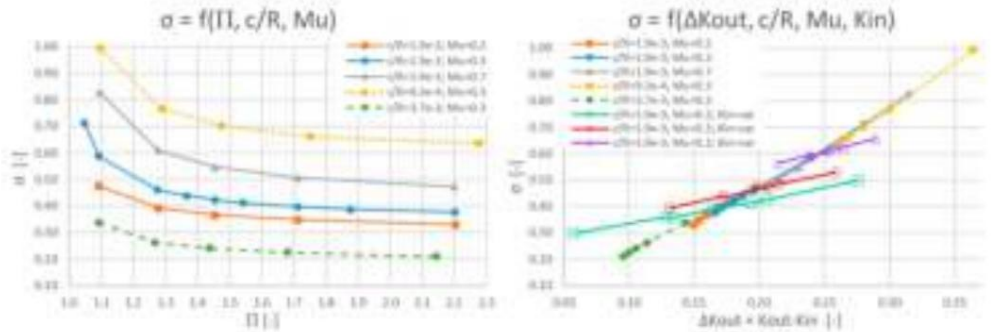


Рисунок 7. Зависимость нагрева ветра от π, Reax, c/R , а также Mu и Kin.

Чем меньше утечка (меньшее число Рейнольдса), тем больше относительный вклад вязких сил. Таким образом, чем меньше поток в осевом направлении (либо из-за узких зазоров, либо из-за небольшой разницы давлений), тем больше вклад окружных напряжений. Затем происходит более усиленное перемешивание из-за относительно большего вклада вязких сил в окружном направлении и более повышенный нагрев парусности. Во многом так же, как и для коэффициента закрутки на выходе, при более высоких коэффициентах давления (около 1,4) σ почти не зависит от Π. Это приводит к выводу, что обе величины σ и Kout должны иметь схожие тенденции. Это подтверждается результатами, представленными на рисунке 7, однако только тогда, когда завихрение на входе не меняется. Для сравнения случаев с различными уровнями предварительного завихрения применяется оператор разности (дельта) между значениями завихрения на выходе и на входе (см. Рисунок 7, правая панель). Правая панель показывает, что движущие силы как для σ , так и для Kout идентичны относительно относительного зазора, степени давления и окружного числа Маха, то есть тенденции σ и Kout линейны по отношению к изменениям указанные параметры. Однако влияние коэффициента предварительной закрутки различно, о чем свидетельствуют уменьшающиеся наклоны, в отличие от возрастающих в случае Коут.

На рис . 8 показано влияние окружного числа Маха и степени закрутки на входе на σ. Видно, что увеличение Mu приводит к линейному увеличению потерь на парусность. С более высокой скоростью ротора вихри, создаваемые усиленной окружной составляющей, становятся сильнее, что приводит к большим потерям на ветер. Это было также показано в [5,7].

Machine Translated by Google

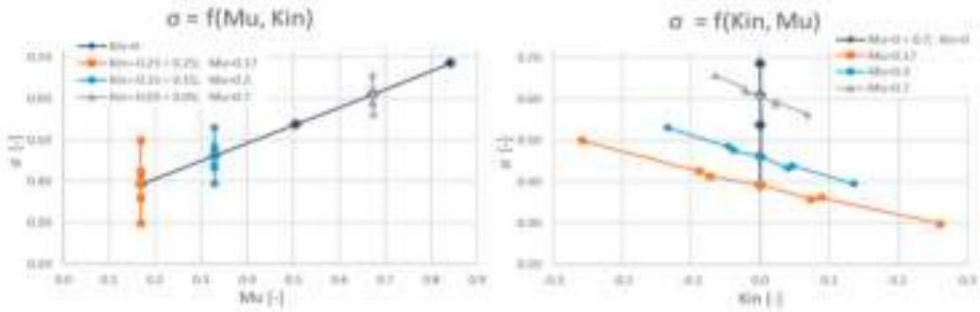


Рисунок 8. Нагрев воздуха в зависимости от окружного числа Маха и степени предварительного закручивания на входе.

Обратная тенденция видна на втором графике рисунка 8. Отрицательное значение Kin указывает на то, что вектор скорости направлен против направления вращения. Данные ясно показывают, что если скорость наклонена в сторону направления вращения, потери на парусность становятся меньше. С другой стороны, если скорость действует против вращения, произойдет большее взаимодействие утечки с вихрями (вызванное вращением), что приведет к большим
Это способствует различным тенденциям между нагревом ветровой части и коэффициентом завихрения на выходе.

3.4. Другие параметры, полученные в результате размерного анализа

Есть еще два безразмерных числа, вытекающих из выполненного DA: pt,in/Nμ и k. Считается, что соотношение теплоемкостей k оказывает незначительное влияние на Reax, Kout и σ. Дополнительно повлиять на этот параметр при проектировании невозможно , поскольку это одна из характеристик самой жидкости для данного случая. И наоборот, соотношение pt,in/Nμ может изменяться в зависимости от общего давления на входе и скорости вращения.
Влияние изменений этой величины на зависимые переменные, возникающие в результате DA, представлено на рисунке 9. Для всех приведенных ниже случаев соотношение давлений сохранялось на одном и том же уровне.

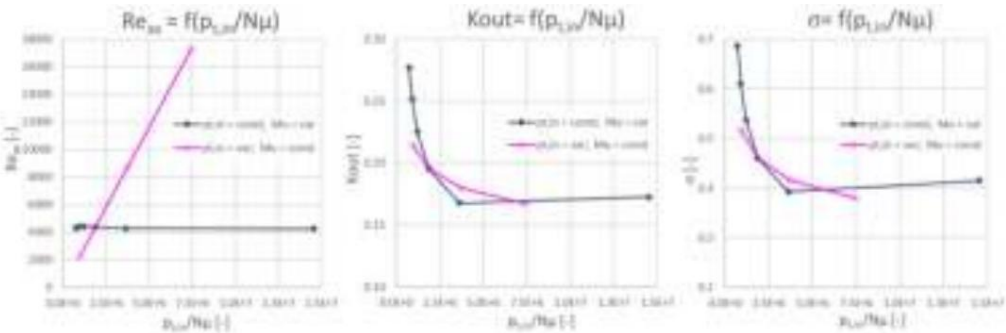


Рис. 9. Влияние ptin/Nμ на осевое число Рейнольдса, коэффициент закрутки на выходе и нагрев ветровой части.

Во-первых, на влияние отношения pt,in/Nμ на Reax влияют другие группы. Уже было показано, что осевой Рейнольдс не меняется с Mu. С другой стороны, очевидно, что увеличение входного давления, то есть плотности, также приведет к пропорциональному увеличению массового расхода. Этот эффект необходимо учитывать при оценке числа Рейнольдса.

Однако по остальным параметрам, Kout и σ, отношение pt,in/Nμ демонстрирует практически одинаковые тенденции независимо от вариаций pt,in или Mu . Обе диаграммы также показывают , что вышеупомянутые тенденции имеют тенденцию демонстрировать асимптотическое поведение для больших значений отношения ptin/Nμ и иметь крутые градиенты для меньших. Высокие градиенты относятся к ситуации, когда общее давление на входе мало, а вращение велико. Из этого следует вывод , что чем больше общее давление (чем больше утечка), тем меньше коэффициент закрутки на выходе и потери на герметичность. Поскольку в LPT общее давление сильно снижается вдоль машины, на последующих станциях будут наблюдаться более высокие обороты утечек, более высокие потери на парусность и, соответственно, меньшие утечки.

Machine Translated by Google

3.5. Нестационарные эффекты при OAC в безразмерных числах

Уже упоминалось, что RANS-расчеты дают усредненные по времени значения величин потока, а для общих безразмерных соотношений они достаточно точны. Тем не менее, для нескольких случаев с разными скоростями вращения был также выполнен комплекс расчетов УРАНС для исследования влияния нестационарности вихрей на безразмерные числа. Различия между установившимся и переходным случаями показаны в таблице 3.

Таблица 3. Различия по безразмерным числам между установившимися и нестационарными решениями для случаев OAC с c/R = 1,9 × 10–3 ; П = 1,3; Кин = 0; для разных скоростей вращения.

	Му=0,17	Мю=0,3	Мю=0,6
Реакс	0%	0,5%	0,3%
Коут	0,2%	0,1%	1,1%
σ	0,4%	0,8%	0,9%
[illegible]	0,7%	0,2%	0,1%

Нестационарное моделирование показало незначительные изменения в безразмерных параметрах, возникающие в результате DA. Наибольшая процентная разница дает значение коэффициента завихрения на выходе -1,1% . Вихри в исследованной в настоящее время конфигурации OAC не проявляют заметных нестационарных эффектов. Считается, что RANS репрезентативно фиксирует тенденции безразмерных чисел. Тем не менее, если учитывать влияние основного потока, могут возникнуть некоторые другие дополнительные эффекты .

4. Выводы

В рамках настоящей работы проведен размерный анализ и численное параметрическое исследование OAC . Были идентифицированы наиболее важные переменные и получены дополнительные безразмерные числа. Для исследования влияния параметров было построено несколько CFD-моделей типичного LPT OAS. Было обнаружено , что общие зависимости между безразмерными величинами хорошо моделируются RANS, что дает всесторонний обзор характеристик OAS.

Было обнаружено, что число Рейнольдса не зависит от скорости вращения и эффектов предварительного закручивания и сильно зависит от относительного зазора, степени давления и отношения pt,in/Nμ .

Как коэффициент закручивания на выходе, так и нагрев ветровой части показали одинаковые тенденции, что позволяет предположить, что они обусловлены схожими явлениями. Единственное различие в поведении было обнаружено в отношении коэффициента завихрения на входе. Оба параметра оказались практически независимыми от степени сжатия.

Кроме того, соотношения коэффициентов расхода были перепроверены, чтобы дать основу для сравнения с имеющимися литературными данными. Было обнаружено, что Cd по существу определяется несколькими параметрами. В первую очередь на него влияют главным образом геометрия: соотношение c/R , конфигурация уплотнения (количество кривых точек, ступеней) и степень сжатия П. Некоторое значение имеют также Mu, Kin, pt,in/Nμ и k. Полученные результаты хорошо согласуются с литературными данными. Все результаты показывают, что точные корреляции и зависимости коэффициента расхода трудно определить количественно.

Для исследуемой в настоящее время OAC и применительно к рабочему диапазону параметров, соответствующему современным условиям ТНД, были обнаружены следующие зависимости:

$$Reax = f\ c/R,\ П,\ \frac{пт,\ в}{Нмк} \quad (4)$$

$$Kout = f\ c/R,\ Mu,\ \frac{пт,\ в}{Nμ},\ Kin = f(Reax,\ Mu,\ Kin \quad (5)$$

$$\sigma = f\ c/R,\ Mu,\ \frac{pt,in}{Нмк},\ Кин = f(\ \ Kout,\ Кин) \quad (6)$$

Machine Translated by Google

Чтобы облегчить сравнение конкретных явлений и прогнозирование поведения ОАГ, должны быть сохранены соответствующие безразмерные числа. Что касается поведения массового расхода, осевой Reynolds Reax оказывается наиболее важным. Коэффициент закрутки на выходе Kout равен имеет решающее значение для смешивания, в то время как нагрев воздуха σ контролирует внутренние потери.

Вклад автора: концептуализация, КП и PS; методология, КП и ПС; программное обеспечение, КП; валидация, КП и ПС; формальный анализ, КП; расследование, КП; ресурсы, КП; курирование данных, КП; письменное – подготовка оригинального проекта, КП; написание-рецензирование и редактирование, КП и ПС; визуализация, КП; надзор, ПС; администрация проекта, КП Все авторы прочитали и согласились с опубликованным вариант рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу от соответствующий автор.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие символы и сокращения:

а	Локальная скорость звука
б ,	любая размерная величина с Размер зазора
бикп	Удельная теплоемкость
$\frac{c}{P}$	Относительный зазор
к	Соотношение удельных теплоемкостей
$\dot{м}$	Массовый расход утечки
п	Давление
А	Площадь поперечного сечения ребра
K = $\frac{V\theta}{HP}$	Коэффициент разряда Коэффициент вихря
Му = $\frac{ты}{\sqrt{криТин}}$	Окружное число Маха
Н	Скорость вращения
Пр	Число Прандтля
Р	Средний радиус ребер
Ри	Индивидуальная газовая константа
Реакс = $\frac{\rho Vax\, c}{\mu} = \frac{\dot{м}}{2\pi R\mu}$	Осевое число Рейнольдса
Т	Температура
Вт	Интенсивность турбулентности
У = $\frac{\pi N}{_{рядов}}{}_{30}$	Окружная скорость ребер ротора
Вакс	Осевая составляющая скорости
Вр	Радиальная составляющая скорости
Vθ	Составляющая окружной скорости
α, β, δ μ	любые показатели
ρ	Вязкость Плотность
П = pt,in/pout Ψ,	Степень давления
Ψi	любая безразмерная величина σ = $\frac{2ср(Tt,выход-Tt,вход)}{U2}$ Отопление ветрового стекла

Индексы:

т	Общее количество
вход, выход	Вход, Выход

Сокращения:

CFD	Вычислительная гидродинамика
ДА	Размерный анализ
МСФО/ОАГ	Внутреннее/наружное воздушное уплотнение
ЛЕС	Моделирование больших вихрей
ЛПТ	Турбина(ы) низкого давления
ПИВ	Измерение скорости изображения частиц
ПВТ	Отслеживание скорости частиц
(У)РАНС	(Нестационарный) Усредненный по Рейнольдсу Навье-Стокса

Machine Translated by Google

Приложение А. Основные этапы размерного анализа

Основой анализа размерностей является математически доказанная теорема Букингема. Цин-Мин [17] указал, что степенная формула может выразить размерность любой величины. В методе упор делается на тщательный выбор фундаментальных величин при решении задач. Как заметил Цин-Мин [17], на основе теоремы можно найти из регулярного размерного соотношения: b = f(b1, b2 ..., bn) физической задачи, где переменные в функции

независимы, связь (A1)

между переменными безразмерна. Приняв формулу мощности, соотношение можно представить в виде:

$$\text{равно const}\cdot\Psi\,\Psi\,\Psi\,1\,,\,N^{\alpha}\,k\,,\,2,\ldots^{\beta\,\delta\,\Psi\,\text{знак}} \quad \text{(A2)}$$

При этом, как указывает Цин-Мин [17], следует рассматривать только числа, существенные для исследуемой задачи. Нерелевантные независимые переменные следует опустить.

При попытке анализа физического явления зачастую лучше начать с соотношения в безразмерной форме. Тогда единицы измерения не нужно преобразовывать, а также значительно сокращается объем работы, поскольку уменьшается количество независимых переменных, кроме того, результаты становятся более универсальными.

В представленной работе существенными для исследуемых явлений были переменные, перечисленные в таблице 1. Кроме того, набор переменных задан в виде функции в уравнении (A3). f c, R, N, a, Ri , μ, pt,in, pt,out, Tt,in, Tt,out, m, Vθ,in, Vθ,out, Vr,in, Vr,out,

Vax,in , Вакс,выход = 0 . (A3)

Были выбраны базовые единицы: [Время], [Длина], [Масса] и [Тепло], что соответствует [с], [м], [кг] и [K] соответственно.

Независимыми переменными были выбраны: R, N, μ, Tt,in и их единицы измерения: [м], с кг·м ^{1} 1 · с. Зависимые ^{1}, переменные: ^{1}, [K].

c, a, Ri , pt,in, pt,out, Tt,out, m, Vθ,in, Vθ,out, Vr,in, Vr,out, Vax,in, Vax,out.

После этого каждый параметр оценивался по независимым переменным. Затем, на основе теоремы Букингема и закона степени, единицы сравнивались. В качестве примера в представленной работе рассматривается массовый расход через уплотнение по выбранным независимым переменным:

$$\dot{m} = f(R, N, \mu, Tt,in) = \text{const}\cdot R^{\alpha}\cdot N^{\beta}\,\delta\,\gamma\cdot T\cdot\mu\,t,in \quad \text{(A4)}$$

учитывая по агрегатам:

$$\text{КГ·С}^{1} = [\text{м}]^{\alpha\ 1\,\cdot\,\text{с}}\ \beta\cdot\text{кг·м}^{\ 1\ \ 1\,\cdot\,\text{с}}\ ^{\gamma}\cdot[\text{K}]^{\delta} \quad \text{(A5)}$$

Тогда получается:

$$\begin{array}{l}\text{[Время] : } 1 = \beta\ \ \gamma \\ \text{[Длина] : } 0 = \alpha\ \ \gamma \\ \text{[Масса] : } 1 = \gamma \\ \text{[Масса] : } 0 = \delta\end{array}\qquad \begin{array}{l}\alpha = 1\ \beta \\ = 0\ \gamma = \\ 1\ \delta = 0\end{array}\qquad \dot{m} = f(R, \mu)\quad \text{const}\cdot R^{\ 1\ 1\,\cdot\mu}\qquad 1 = \frac{\dot{м}}{\text{Реакс}}\ \text{Rμ} \quad \text{(A6)}$$

Результатом является величина в безразмерной форме.

Далее следует поискать другие известные числа и связать их с исследуемым явлением. В случае массового расхода через наружное воздушное уплотнение соответствующее число представляет собой осевое число Рейнольдса, уравнение (A6). Полученные безразмерные числа для внешнего воздушного уплотнения приведены в уравнении (1).

Приложение Б. Детали исследуемой геометрии уплотнения

Из работ других исследователей, например Циммермана и Вольфа [8], известно , что на характеристики уплотнения влияет сама геометрия. Чтобы обеспечить лучшее

Machine Translated by Google

представление об исследуемом уплотнении, на рисунке A1 и в таблице A1 приведены геометрические детали конфигурации.

Таблица A1. В ходе исследования исследованы геометрические детали внешнего воздушного уплотнения.

Размер зазора, c	0,001 [м]
Средний радиус плавников, R Высота	0,538 [м]
1-го плавника	$20\ \frac{c}{R}$
Высота 2-го плавника	$10\ \frac{c}{R}$
Ширина плавников	$2\ \frac{c}{R}$
Расстояние между плавниками	$40\ \frac{c}{R}$
Высота ступеньки	$10\ \frac{c}{R}$
Расстояние от ступеньки до второго плавника	$20\ \frac{c}{R}$
Угловые радиусы ребер	0 (острые плавники)

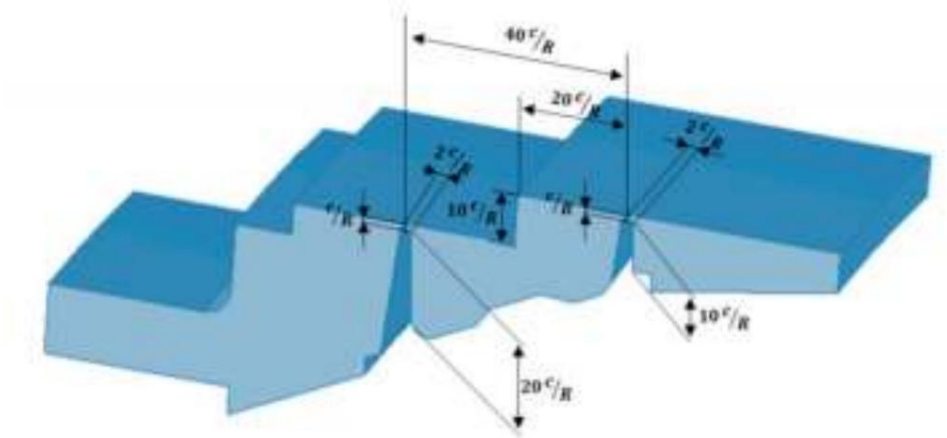


Рисунок A1. В ходе исследования исследованы геометрические детали внешнего воздушного уплотнения.

Ссылки

1. Динц С.; Демироглу, М.; Тернквист, Н.; Морцхейм, Дж.; Гетце, Г.; Мопен, Дж.; Хопкинс, Дж.; Вульф, К.; Флорин, М. Фундаментальный Проблемы проектирования щеточных уплотнений для промышленного применения. Я. Турбомах. 2002, 124, 293–300. [Перекрестная ссылка]
2. Мале И. Улучшение взаимодействия потоков утечек и основного потока в турбине низкого давления. ASME Дж. Турбомах. 2010, 7, 1177–1186. [Перекрестная ссылка]
3. Виттиг, СЛК; Дорр, Л.; Ким, С. Влияние масштабирования на потери от утечек в лабиринтных уплотнениях. Дж. Инж. Власть 1983, 105, 305–309. [Перекрестная ссылка]
4. Вашка, В.; Виттиг, С.; Ким, С. Влияние высоких скоростей вращения на коэффициенты теплопередачи и разряда в лабиринте Уплотнения. Я. Турбомах. 1992, 114, 462–468. [Перекрестная ссылка]
5. Денеке Дж.; Фарбер, Дж.; Дулленкопф, Ф.; Бауэр, Х. Дж. Анализ размеров и масштабирование вращающихся уплотнений. ASME Дж. Турбомах. 2005, 47268, 1149–1160. [Перекрестная ссылка]
6. Денеке Дж.; Дулленкопф, К.; Виттиг, С.; Бауэр, Х.-Й. Экспериментальное исследование полного повышения температуры и закрутки Разработка вращающихся лабиринтных уплотнений. ASME Дж. Турбомах. 2005, 3, 1161–1171. [Перекрестная ссылка]
7. Ян, Х.; Ли, Дж.; Песня, Л.; Фэн, З. Исследования характеристик разряда и общего повышения температуры в лабиринте Уплотнения с сотовой структурой и гладкими краями. Я. Турбомах. 2009, 131, 041009. [CrossRef]
8. Циммерманн, Х.; Вольф, К. Х. Взаимосвязь воздушной системы: Часть 1 — Лабиринтные уплотнения; Документ ASME 98-GT-206; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1998 год.
9. Шиманский А.; Вроблевски, В.; Дайкас, С. Анализ потока уплотнения наконечника ротора турбины на высоковращающемся испытательном стенде. В материалах 11-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC11, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.; стр. 23–27.
10. Шиманский А.; Дикас, С.; Вроблевски, В.; Фрачек, Д. Экспериментальное и численное исследование лабиринтного уплотнения Конфигурации. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин ETC12, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г. [CrossRef]

Machine Translated by Google

11. Фрачек Д.; Вроблевски, В.; Хмельняк, Т. Влияние сотового трения на характеристики уплотнения наконечника ротора турбины. В материалах 11-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г. [CrossRef]

12. Клюге Т.; Вейн, Л.; Шмирер, Р.; Сьюме, Дж. Р. Анализ чувствительности, контрольно-измерительные приборы и конструкция, а также экспериментальная проверка новой установки для лабиринтного уплотнения. В материалах 13-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин ETC13, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г. [CrossRef]

13. Вейн, Л.; Клюге, Т.; Сьюме, младший; Хейн, Р.; Фукс, Т.; Келер, К.; Шмирер, Р.; Хербст, Ф. Проверка RANS-моделей турбулентности для течений в лабиринтных уплотнениях с помощью скорости изображения частиц. В материалах ASME Turbo Expo 2020: Техническая конференция и выставка турбомашин, Лондон, Великобритания, 21–25 сентября 2020 г. [CrossRef]

14. Гао, Ф.; Чу, Дж.В.; Борода, П.; Амиранте, Д. Численные исследования потоков уплотнения обода турбины в конфигурации уплотнения желоба. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин ETC12, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г. [CrossRef]

15. Клюге Т.; Летцманн, И.С.; Эттингер, М.; Вейн, Л.; Сьюме, Дж. Р. Явления нестационарного потока в полостях кожуха турбины. В материалах Общества глобальной энергетики и двигателей, Ханья, Греция, 7–9 сентября 2020 г. [CrossRef]

16. Лич, К.; Тулин, Р.; Хоу, Д. Энергоэффективный двигатель. В промежуточном случае с трубой и подробный отчет о проектировании оборудования для испытаний компонентов турбины низкого давления ; НАСА CR-167973; ПВА-5594-191; Исследовательский центр Льюиса НАСА: Кливленд, Огайо, США, 1982 г.; п. 44135.

17. Цин-Мин, Т. Анализ размерностей на примере механики; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2011 г.; стр. 1–41.

18. Вилленборг, К.; Ким, С.; Виттиг, С. Влияние числа Рейнольдса и коэффициента давления на потери утечки и теплопередачу в ступенчатом Лабиринтная печать. Я. Турбомах. 2001, 123, 815–822. [Перекрестная ссылка]

19. Шрамм В.; Вилленборг, К.; Ким, С.; Виттиг С. Влияние сотовой облицовки на течение через ступенчатое лабиринтное уплотнение. Дж. Инж. Газовые турбины Мощность 2000, 124, 140–146. [Перекрестная ссылка]

20. Денеке Дж.; Шрамм, В.; Ким, С.; Виттиг С. Влияние трущихся канавок на утечку в лабиринтном уплотнении. Я. Турбомах. 2003, 125, 387–393. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Экспериментальное исследование поведения потока незакрытого рабочего колеса Центробежные насосы в условиях воздухововлечения на входе

Минцюань Ляо [1], Цяоруй Си 1,* , Мэн Фань [2], Пэн Ван [1], Чжунхай Лю [3], Шоуци Юань [1], Цянлэй Цуй [1] и Жерар Буа [2]

1 Национальный исследовательский центр насосов, Университет Цзянсу, Чжэньцзян 212013, Китай; liaominquanujs@163.com (ML); pwang@ujs.edu.cn (PW); shouqiy@ujs.edu.cn (SY); cuiqiangleiujs@163.com (KK)
2 LMFL, FRE CNRS 3723, Arts et Métiers Paris Tech, 59046 Лилль, Франция; Devin99988@outlook.com (МФ); Gerard.BOIS@ENSAM.EU (Великобритания)
3 Changsha Dewater Machanical Technology Co., Ltd., Чанша 410100, Китай; liuzhonghai@csdewater.com
* Переписка: siqiaorui@ujs.edu.cn; Тел.: +86-136-5529-3881

Аннотация: Представлены результаты по общему напору и эффективности насоса, пульсации давления и визуализации поведения высокоскоростной камеры режима потока для различных фракций воздуха и воды на входе при заданной скорости вращения. С увеличением доли пустот на входе и уменьшением скорости потока размер пузырьков увеличивается и имеет тенденцию к агломерации в определенных местах прохода рабочего колеса вдоль хорды лопатки. Начальная точка поломки насоса связана с сильным обратным потоком внутрь, возникающим в определенном месте вблизи зазора бандажа рабочего колеса и области спирального язычка. Используя постоянное значение доли воздушного пара 2%, результаты частоты пульсаций давления анализируются в связи с местными структурами смеси потоков и изменением скорости потока.

Ключевые слова: центробежный насос; двухфазная схема течения; пульсация давления; визуализация

Цитирование: Ляо, М.; Си, К.; Фан, М.; Ван, П.; Лю, З.; Юань, С.; Цюй, К.; Буа, Г. Экспериментальное исследование поведения потока центробежных насосов с незакрытым рабочим колесом в условиях воздухововлечения на входе. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 31. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030031.

Академический редактор: Джорджио Павези

Поступила: 9 мая 2021 г.
Принято: 26 июля 2021 г.
Опубликовано: 28 июля 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности.

Копирайт: © 2021 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья находится в открытом доступе.
распространяется на условиях и
условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND)
(https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

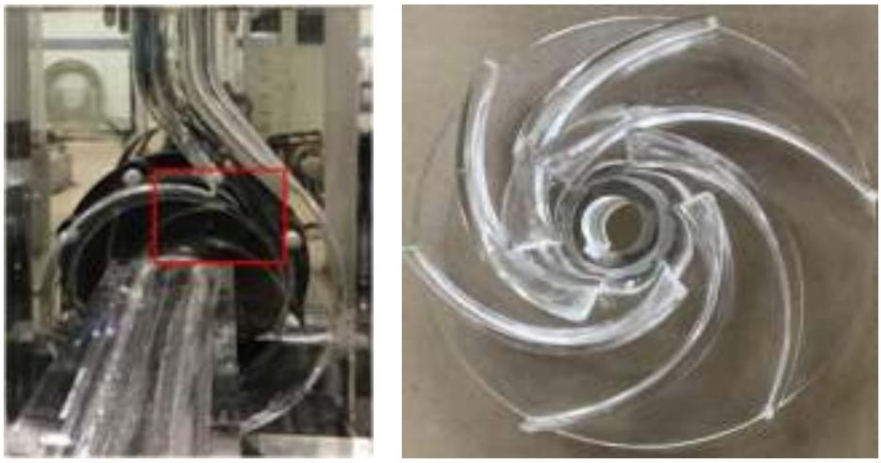
Центробежные насосы, как один из основных компонентов перекачки жидкости, широко используются в различных отраслях, таких как атомная энергетика, нефтехимия и добыча нефти. В инженерной практике указанной области зачастую избежать попадания воздуха в систему подачи жидкости зачастую невозможно . Воздухововлечение, а также образование внутреннего пара в результате кавитации известны как вредные и критические для работы центробежных насосов, поскольку снижают производительность насоса и оказывают негативное влияние на систему установки [1,2]. Было проведено несколько исследований по изучению теоретических характеристик насосов и поведения потока центробежных насосов в условиях двухфазного потока газ-жидкость [3–6]. Благодаря быстрому развитию новых технологий измерения и вычислительной гидродинамики (CFD), стало лучше понятно ухудшение производительности насоса, вызванное проблемой воздухововлечения [7–11]. Однако исследованию нестационарных расходомерных характеристик центробежного насоса в условиях воздухововлечения не уделялось должного внимания. Экспериментальные исследования по визуализации потока были проведены в Университете Цзянсу вместе с анализом производительности центробежных насосов при входном двухфазном потоке воздух-вода [12]. Было обнаружено, что особая картина двухфазного потока , наблюдаемая вблизи зазора бандажа между рабочим колесом и областью спирального языка, тесно связана с начальной точкой точки разрушения насоса. Следовательно, настоящая статья призвана выявить нестационарные характеристики центробежных насосов, вызванные потоком, в условиях воздухововлечения на входе путем объединения испытаний производительности насоса, визуализации внутреннего потока и измерений пульсации давления.

2. Экспериментальная

установка. Модель насоса, использованная в настоящем исследовании, имеет прозрачное рабочее колесо из плексигласа с полуоткрытой незакрытой трехмерной лопаткой и прямоугольным сечением.

Machine Translated by Google

улитку, как показано на рисунке 1. Основные геометрические параметры насоса приведены в таблице 1. Скорость вращения снижена до 1000 об/мин (по сравнению с обычной крыльчаткой с кожухом). одна из 2900 об/мин), чтобы избежать выхода из строя крыльчатки из-за плексигласа. Показан испытательный контур открытого типа на рисунке 2, построен для оценки эксперимента. Окружающее атмосферное давление близко к 101325 Па (уровень воды внутри приемного бака достигает 2 м) и температура около 298,15 К. Характеристики насоса, такие как значения напора и общего КПД, были получены в соответствии с с ISO 9906:2012 [13]. Стабильный массовый расход воздуха измеряется и контролируется микроэлектромеханической системой датчиков расхода (Bürkert 8107) при окружающих атмосферных условия при этом расход чистой воды измеряется с помощью электромагнитного расходомера, размещенного перед инжекционным устройством (смесителем). Более подробную информацию можно найти у Si et al. [12]. Для низкие расходы воды на входе, внутри корпуса наблюдается пробковая конфигурация смеси. впускной патрубок горизонтальный, но после входа в рабочее колесо пузырьки постепенно разрушаются под вращающим действием передней кромки рабочего колеса, достигая квазиоднородной смешивание воздуха с водой.



(а) сканирование насоса (б) снять кожух рабочего колеса

Рисунок 1. Модель насоса из плексигласа.

Таблица 1. Геометрия насоса.

Параметр	Ценить	Параметр	Ценить
Скорость вращения, n(об/мин)	1000	Входной диаметр, D1/мм	74
Расчетный напор, Н/м	4	Диаметр выхода, D2/мм	174
Расчетный расход, Qd/м3 ч -1	17.25	Диаметр выходной трубки, DO/мм	65
Расчетный коэффициент расхода число лопастей, Z	0,1	Входной угол лопаток рабочего колеса, β1/	28
	6	Угол выхода лопаток рабочего колеса, β2/	30
Удельная скорость, Ом	0,484	Ширина выходной пластины, b2/мм	12
Конкретный радиус	3.141	——	——

Machine Translated by Google

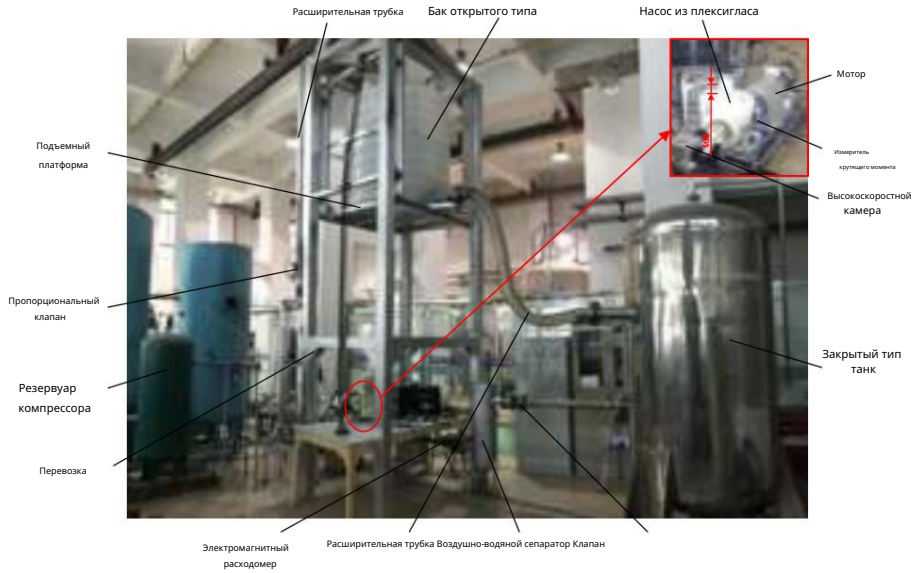


Рисунок 2. Испытательный стенд.

3. Экспериментальные неопределенности

Общая погрешность производительности находится в пределах ±2% для расхода воды (измерения устройства диапазон измерения: 0–50 м3/ч) и ±3,5% для увеличения напора, включая погрешности прибора.

Для нестационарных измерений давления используются следующие параметры.

$$У = X2 \quad \overline{\quad_{C} + \quad 2_{\text{входы}}} \tag{1}$$

$$Ур = \frac{\text{ты}}{\overline{X}} \times 100\% \tag{2}$$

где Xs — стандартное отклонение, ins — погрешность датчика, установленная на уровне 300 Па, U — общая неопределенность, а $\overline{X}$ — среднее значение.

В соответствии с основными условиями работы этого тестового измерения относительная неопределенность каждого результата измерения показана в таблице 2. Относительная неопределенность Результаты испытаний настоящего центробежного насоса находятся в пределах 5%.

Таблица 2. Средние относительные неопределенности Ur для различных фракций входного воздуха.

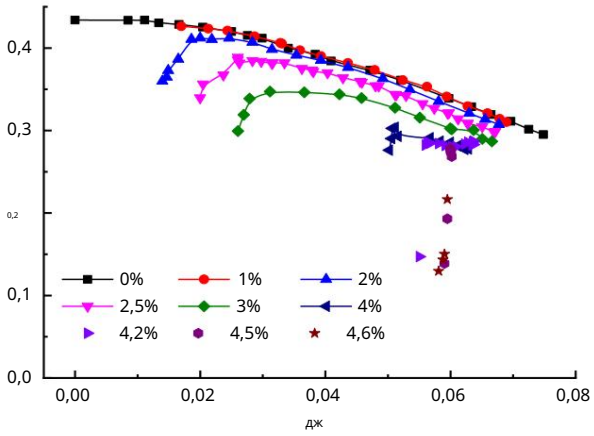
н/(об/мин)	K/Kд	α = 0%	α = 1%	α = 2%	α = 3%	α = 4%
1000	0,3	3,16	—	—	—	—
	0,48	3,35	3,82	3,42	3,65	—
	0,75	3,76	4,38	4,20	3,94	4.19
	0,87	3,87	—	—	—	—

4. Результаты и обсуждение.

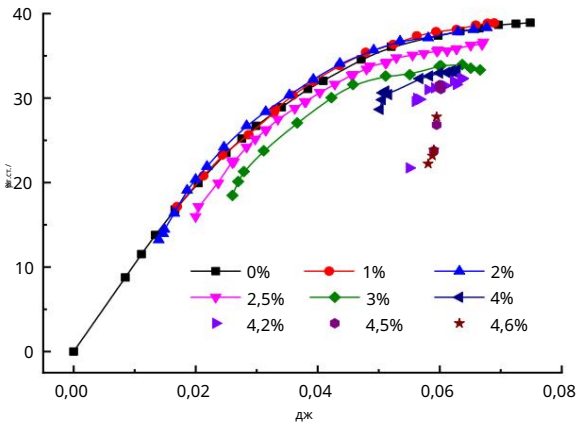
4.1. Производительность насоса

На рисунке 3 показаны все кривые производительности модели насоса с различным воздушным пространством на входе. дробь при 1000 об/мин соответственно, коэффициент напора (рис. 3а), общий КПД (рис. 3б) и коэффициент мощности на валу (рис. 3в). Максимальный коэффициент расхода, которого можно достичь ниже номинального значения 0,1 из-за больших потерь в контуре, ограничивающих максимальный расход. коэффициент до 0,08.

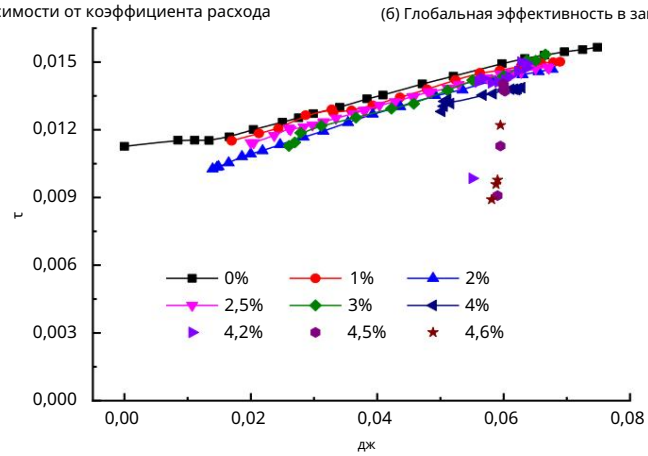
Machine Translated by Google



(а) Коэффициент напора в зависимости от коэффициента расхода



(б) Глобальная эффективность в зависимости от коэффициента потока



(с) Коэффициент мощности на валу в зависимости от коэффициента расхода

Рисунок 3. Кривые производительности насоса. (значения в % соответствуют различным фракциям пара на входе α) ((a,b) адаптированы из исх. [11]).

Максимальное значение эффективности невелико по сравнению с существующими насосами, имеющими такое же значение. конкретная скорость и конкретный радиус. Эта модель насоса создана на основе насоса с кожухом. изготовлен из нержавеющей стали, общий КПД которой достигает 0,70. Чтобы выполнить визуализацию, он изготовлен из плексигласа в версии без кожуха. Зазор наконечника разрыв оказался больше, чем ожидалось; этот зазор составляет примерно от 0,8 до 1 мм, так что зазор соотношение, связанное с шириной выходной лопатки, составляет около 8%. Кроме того, разрыв не может быть легко устранен. контролируется во время работы. Считается, что его стоимость может увеличиться за счет оргстекла. деформация из-за вращения и воздействия давления и, следовательно, влияет на эффективность.

Как и в любой конструкции насоса, диапазон расхода воды насоса уменьшается по мере увеличения входного объем воздуха увеличивается. Максимальное значение содержания воздушных паров, до которого насос может работать. отключение составляет 4,6% для текущей скорости вращения, соответствующий объемный расход воды скорость равна 13,0 м3/ч. Производительность насоса практически не изменилась по сравнению с чистой воды, когда доля воздуха на входе составляет 1%, что означает, что насос не чувствителен к такое газосодержание для широкого диапазона расходов воды. Когда фракция входящего воздуха достигает – 2% производительность насоса резко падает при малом коэффициенте расхода (φ < 0,02), а кривая производительности остается параллельной состоянию чистой воды для более высоких коэффициентов расхода. При значениях паросодержания на входе более 2% модель насоса становится более чувствительной к поступающая воздушно-водяная смесь; чем выше газосодержание, тем сильнее выражен насос деградация становится. При высоких значениях коэффициента расхода производительность насоса падает. резко и коэффициент расхода падает до φ = 0,06. По сравнению с чистой водой При условии, что при работе в диапазоне 4,2–4,6% объемного содержания впускного воздуха головка будет снизится на 30–53%, глобальная эффективность снизится на 26–50%. Выяснилось, что насос

Machine Translated by Google

не может нормально работать в течение длительного времени при работе в этом критическом диапазоне нестабильного содержания воздуха, и канал потока может быть быстро заблокирован. Коэффициент напора, подаваемый насосом, внезапно падает и представляет собой вертикальную линию.

4.2. Колебания давления

Частота вращения (частота вала) f 0 = 16,67 Гц, частота прохождения лопаток f = 6 f 0 = 100,02 Гц. Точка контроля выпускного отверстия расположена дважды за диаметром выпускной трубы спирального выпускного фланца, что соответствует расстоянию 130 мм, как показано на рисунке 2. Датчики переходного давления (компания Shuang-Qiao, Сучжоу, Китай, тип CYG1102F, с заводским диапазоном измерения) Для получения пульсаций давления с частотой дискретизации 20 000 Гц используются 0–200 кПа и класс точности 0,15 %), монтируемые перпендикулярно выходному патрубку . На рис . 4 показана пульсация давления на выходе точки контроля в условиях чистой воды. Как и ожидалось, основная частота пульсаций давления при различных расходах соответствует частоте прохождения лопаток. Величина пульсации увеличивается при уменьшении расхода, что также ожидаемо, поскольку нестандартные условия всегда увеличивают нестабильность потока внутри рабочего колеса из-за увеличения положительного падения и более сильного взаимодействия со спиральным язычком.

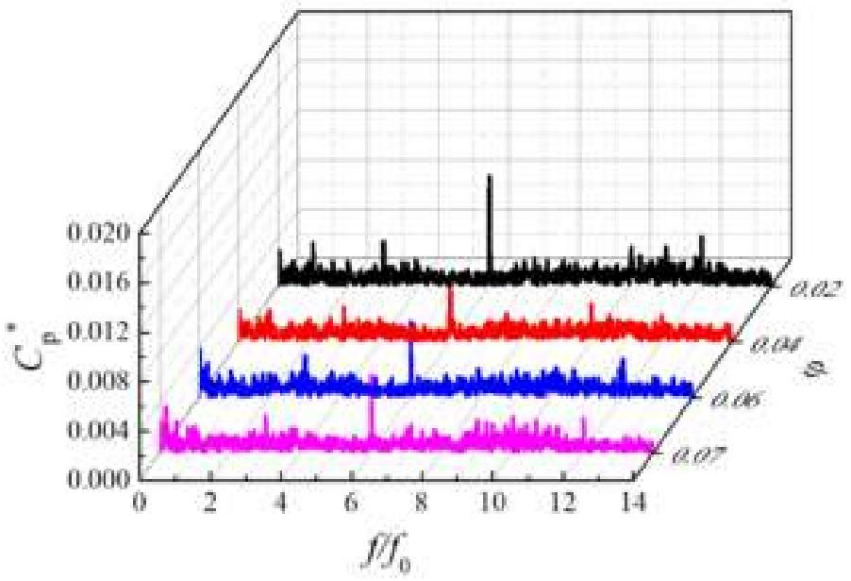
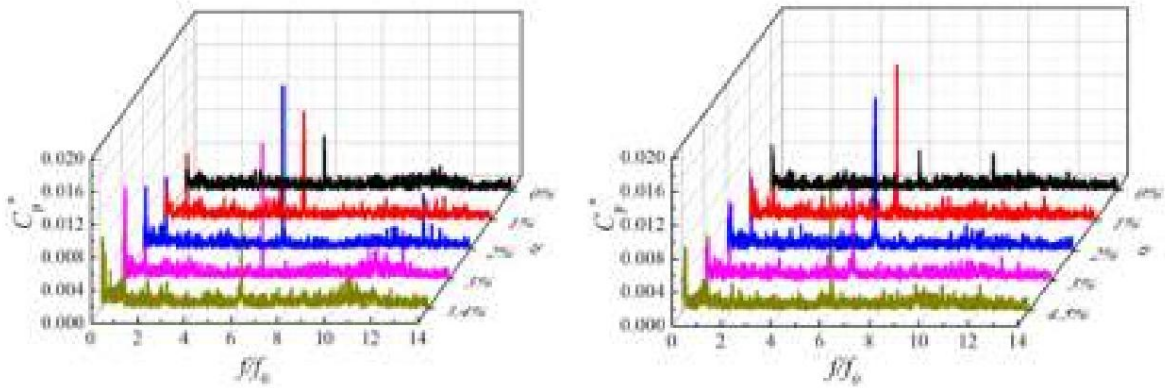


Рис. 4. Частотная область колебаний давления для различных расходов и α = 0.

На рисунке 5 сопоставлены частотные диаграммы пульсаций давления для двух выбранных расходов при различных фракциях входного воздуха. Эти два расхода были выбраны потому, что они соответствуют обычному изменению кривой напора с отрицательным наклоном. Основная частота пульсаций давления соответствует частоте прохождения лопатки для обоих коэффициентов расхода. Амплитуда пульсаций давления на частоте прохождения лопатки имеет тенденцию сначала возрастать, а затем уменьшаться с увеличением значений входного газосодержания.

При этом амплитуда пульсаций давления на частоте прохождения лопасти существенно снижается, когда газосодержание приточного воздуха достигает критического нестабильного показателя воздухосодержания.

Machine Translated by Google

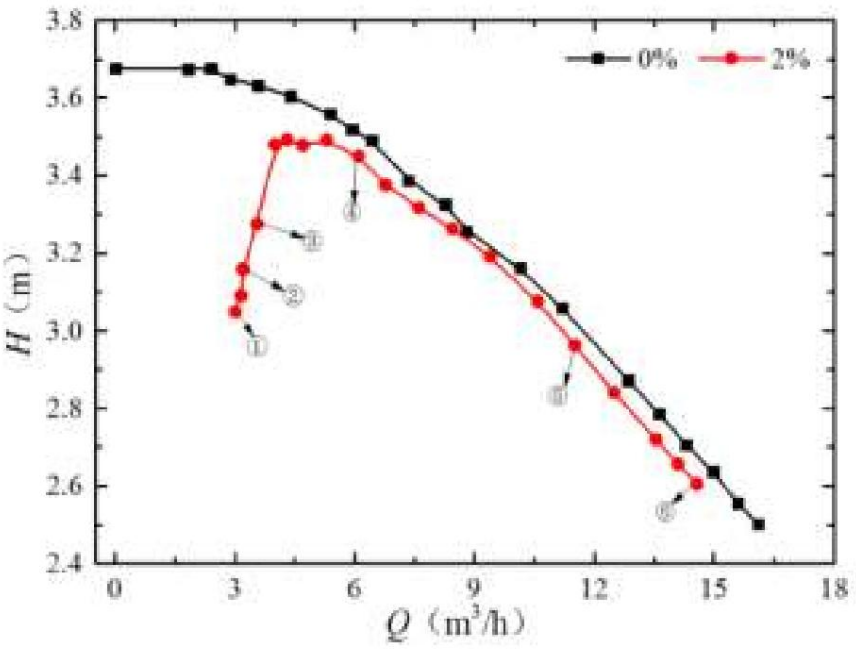


(а) φ = 0,04 (б) φ = 0,06

Рис. 5. Частотная диаграмма колебаний давления на выходе для нескольких фракций воздуха на входе и двух различных коэффициенты потока.

Что касается пульсаций давления, то паросодержание на входе в 2% соответствует реагирует на максимальную величину колебаний выходного давления.

На рисунке 6 представлена сравнительная кривая производительности для двух различных приточных воздушных полостей. фракции соответственно 0% и 2%. Для облегчения исследования выделена область, соответствующая зона отрицательного уклона определяется как зона I, а зона, соответствующая положительному уклону зона определяется как Зона II. Сравнения обрабатываются между шестью расходами с двумя различные доли пустот на входе 0% и 2%, как показано на рисунке 7A. Это показывает, что изменение Амплитуда пульсаций давления неразрывно связана с модификацией кривой напора.



Позиции: φ = 0,014 φ = 0,015 φ = 0,016
φ = 0,028 φ = 0,056 φ = 0,07

Рисунок 6. Коэффициент производительности насоса в зависимости от коэффициента расхода для α = 0% и 2%.

Machine Translated by Google

α

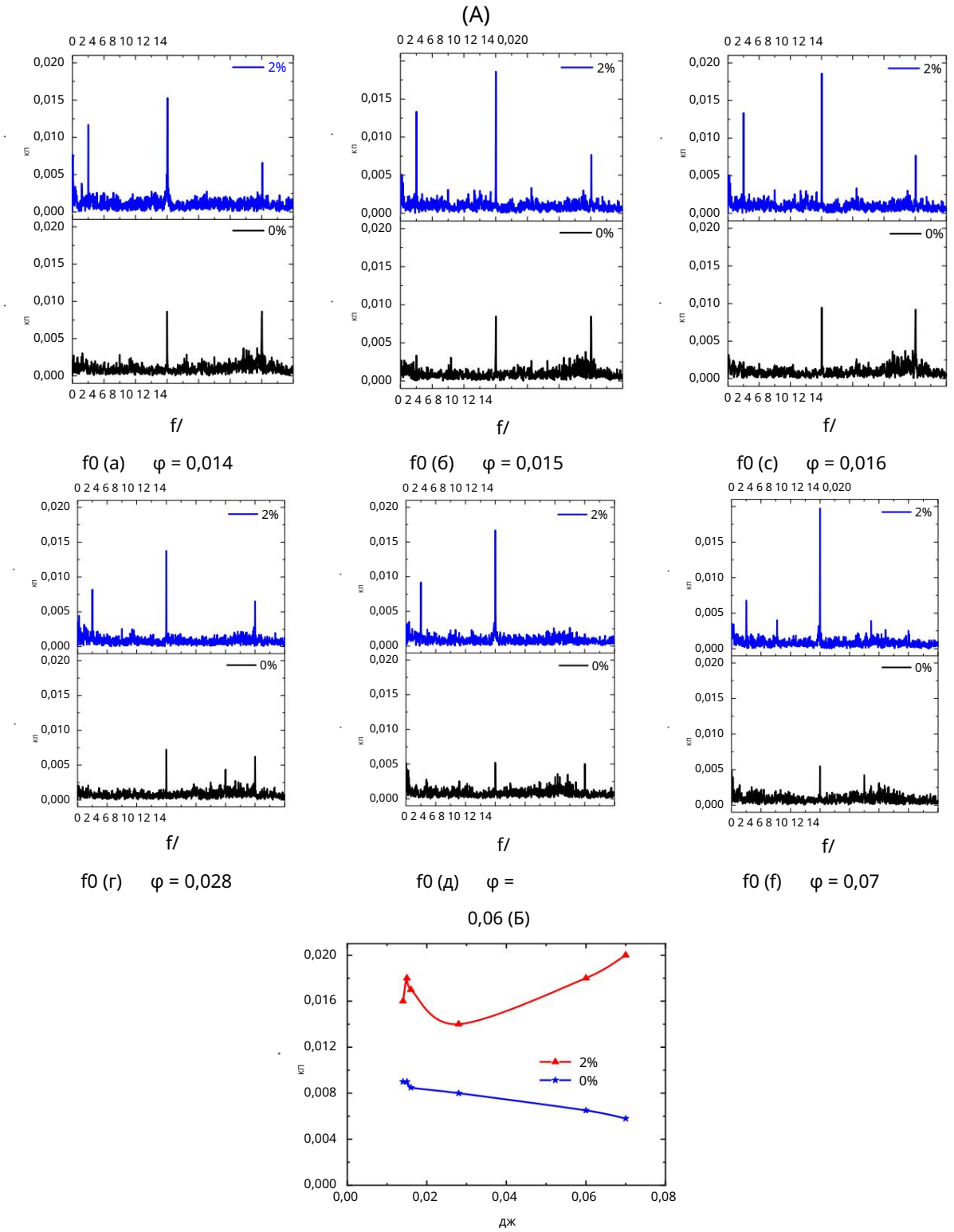


Рисунок 7. (A). Графики частотной области колебаний давления при α = 0% и 2%. (Б)αМаксимальные значения Cp на BPF для нескольких коэффициентов расхода.

Видно, что основной частотой пульсации давления для всех условий работы является частота прохождения лопатки с ее первой гармоникой. Амплитуда пульсации давления на частоте прохождения лопаток постепенно увеличивается в зоне I и зоне II по мере уменьшения расхода при заданном значении входного паросодержания 2 %, но уменьшается от зоны I (коэффициент расхода 3) к зоне II. (коэффициент расхода 4), когда направление наклона головы противоп

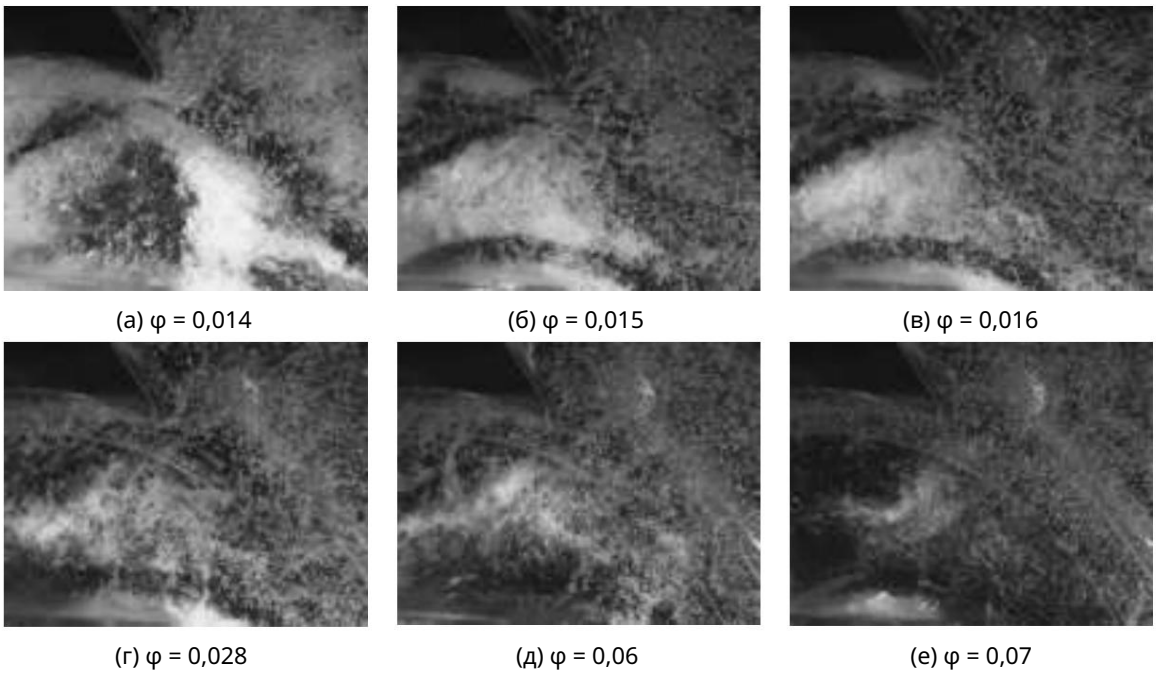
Machine Translated by Google

Это можно увидеть на рисунке 7B, где показана зависимость максимальной пульсации давления от расхода. коэффициенты при БПФ. По сравнению с состоянием чистой воды, это будет производить большую пульсацию. амплитуда при частоте прохождения вала и амплитуда увеличения частоты вала на 2% Пустотная фракция. При значениях коэффициента расхода, соответствующих коэффициенту , 2 и 3 5 , расхода 1, амплитуды больше амплитуд, соответствующих коэффициенту расхода 4, главным , и 6 , образом потому, что средняя скорость жидкости замедляется и локальное газосодержание постепенно увеличивается. блокировать части проточного канала рабочего колеса непериодическим образом. Расположение каждой позиции на рисунке 7A соответствуют значениям на рисунке 6.

4.3. Визуализация потока внутри рабочего колеса и спирального канала

Используется высокоскоростная камера Phantom 710S (Vision Research, Уэйн, Нью-Джерси, США). для визуализации двухфазного потока. Частота кадров съемки составляет 8000 кадров в секунду, что соответствует Разрешение изображения 1024 × 800, длительность экспозиции 30 мкс. Выбранная съемка Область показана в красном прямоугольном прямоугольнике на рисунке 1a. Камера указывает на середину изображения перпендикулярно оси объектива камеры, чтобы минимизировать ошибки дуги и угла. Кроме того, из-за высокой частоты кадров во время съемки требуется дополнительная обработка света. удалось на месте происшествия. Скорость центробежного насоса доводится до 1000 об/мин и соответственно срабатывает высокоскоростная камера.

На рисунке 8 показаны результаты теста визуализации двухфазного распределения воздух-жидкость. внутри насоса соответственно для шести уменьшающихся расходов с долей входного воздуха 2 % и для данного местоположения прохода рабочего колеса рядом со спиральным язычком. Каждый соответствующий Значение коэффициента расхода показано на рисунке 6. Из мгновенных изображений, извлеченных на видео схема двухфазного потока воздух-жидкость внутри крыльчатки насоса при малом расходе Скорость в основном соответствует так называемому карманному режиму течения и сегрегированному течению. режим. Он постепенно переходит в режим агломерированного пузырькового течения и режим пузырькового течения. для увеличения скорости потока.



(а) φ = 0,014 (б) φ = 0,015 (в) φ = 0,016

(г) φ = 0,028 (д) φ = 0,06 (е) φ = 0,07

Рис. 8. Поведение потока при различных расходах при α = 2% при фиксированном положении ротор-статор.

Мгновенная картина потока внезапно изменилась между рисунками 8c,d, что соответствует к изменению наклона производительности насоса, которое происходит при φ = 0,022 между положениями 3 и 4 на рисунке 6 и, возможно, соответствуют состоянию нестабильного потока внутри насос. Ранее экспериментально наблюдалось, что при приближении к значению коэффициент расхода φ = 0,014 (соответствует расходу воды 3 м3/ч), для увеличения

α φ

Machine Translated by Google

31 φ φ φ

α

значений α, насос больше не мог обеспечивать достаточный напор и отключался через несколько секунды работы.

В условиях пузырькового типа пузырьки обычно собираются возле всасывающей поверхности лопатки , а затем распространяются внутрь канала лопатки при транспортировке к рабочему колесу. выход. В выбранной области рядом со спиральным язычком часть области пузырьков воздуха блокируется. застойное положение, а другой выталкивается обратно в канал лопаток рабочего колеса. Эти может вызвать нестационарную работу насоса, соответствующую более низкой частоте пульсаций в частотная область, особенно когда амплитуда частоты вала становится больше. φ

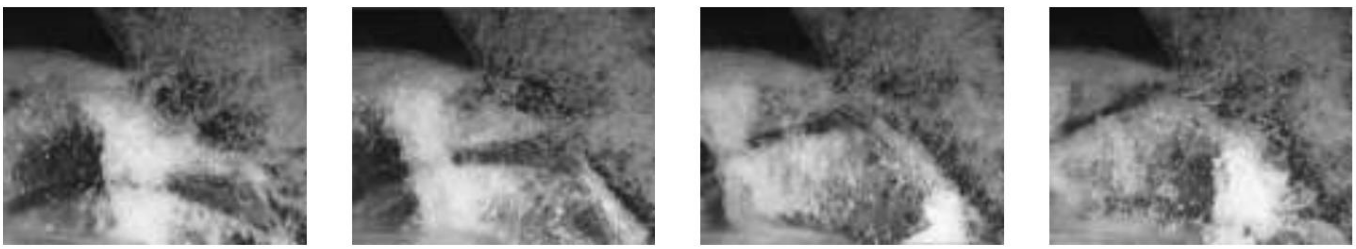
α На рис . 9 представлена мгновенная траектория двухфазного потока воздух-жидкость при φ = 0,014.

для α = 2%. Глобальное значение времени T соответствует 0,06 с. Рисунок 8a соответствует рисунку 9d.

для которых не удается обнаружить картину потока утечек из-за зазора в бандаже. С дополнением

На рисунках 9a–c сильный обратный поток можно наблюдать в зазоре кожуха рабочего колеса, когда лезвие проходит близко к язычку улитки. За счет вращения рабочего колеса газовый карманный поток, сегрегированный поток и водные структуры одновременно переносились в тангенциальном направлении. направлении, а также во внутреннем радиальном направлении из-за сильного обратного потока, возникающего в область зазора кожуха. Таким образом, трехмерные вихри отрывного потока наблюдались при положение впуска насоса. Считается, что эта местная особая миграция двухфазного режима течения быть связаны с начальной точкой отключения насоса по помпажу и никогда не упоминались ранее.

Однако трудно связать этот сильный обратный поток только с развитием двухфазной картины. Дополнительную визуализацию потока следует проводить в чистой воде при той же скорости потока. получено близко к условиям отключения, чтобы подтвердить, что такое поведение в основном соответствует следствие условий двухфазного потока.



(а) t0 + T/4 (б) t0 +T/2 (в) t0 + 3T/4 (г) t0 +T

Рисунок 9. Отслеживание потока при φφ = 0,014 для αα = 2% на разных временных шагах.

Наконец, важным моментом является то, что можно найти однородный режим пузырькового течения. внутри улитки независимо от скорости потока. Считается, что внутри улитки Коэффициент потери давления не может увеличиваться по сравнению с состоянием чистой воды.

5. Выводы

Метод визуализации потока использовался в зависимости от производительности насоса и Пульсация давления в полуоткрытом незакрытом прозрачном центробежном крыльчатом насосе модель с разным воздухововлеканием. Основные выводы заключаются в следующем:

(1) Экспериментально получено ухудшение производительности насоса с двухфазным потоком. для заданной частоты вращения 1000 об/мин и нескольких значений газосодержания на входе до 4,6%.

(2) При доле входного пара 2% пульсация давления на выходе насоса достигает своего максимального значения. максимальное значение, которое считается первой критической точкой для производительности насоса. модификация в зависимости от изменения амплитуды пульсаций давления.

(3) Результаты визуализации показали, что локальная доля пустот увеличивается по мере того, как пузырек размеры увеличиваются при уменьшении скорости потока. Пузырьки воздуха имеют тенденцию скапливаться вблизи кожух со стороны всасывания рабочего колеса находится посередине хорды и близко к стороне нагнетания, закрыт к выходной плоскости рабочего колеса. Начальная точка поломки насоса связана с сильный обратный поток внутрь, возникающий в определенном месте вблизи зазора бандажа рабочее колесо и область спирального язычка. Однако остается еще один вопрос: если это явление, связанное с низким значением расхода только для чистой воды.

Machine Translated by Google

(4) Однако дополнительная визуализация должна быть выполнена для всей площади насоса, включая структуру потока во впускной трубе, вблизи изменения наклона кривой производительности напора непосредственно перед начальной точкой поломки насоса.

Вклад автора: расследование, написание, обзор и редактирование, ML и QS; курирование данных, MF и QC; методология финансирования приобретения, SY; валидация, PW и ZL; формальный анализ, ГБ Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Это исследование финансировалось Национальной программой ключевых исследований и разработок Китая (2020YFC1512403), Национальным природным фондом Китая (51976079, 51779107) и Фондом постдокторских наук Китая (2019M661745).

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы выражают признательность за финансовую поддержку Национальной ключевой программе исследований и разработок Китая, Национальному природному фонду Китая и Фонду постдокторских наук Китая. Мы также благодарны Джорджио Павези из Университета Падуи за его комментарии по поводу редакции этой статьи.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

A Площадь поперечного сечения

Cp Коэффициент пульсации давления: Cp = p p/0,5ρu $^{-}$ $^{2}_{2}$

Cp* Амплитуда Cp после быстрого анализа Фурье H Напор насоса

P Мощность на валу

Статическое давление

n Объемный расход

$_{вопрос}$ Радиус Скорость

P вращения

$_{Ты}$ рабочего колеса: u = ω·R Ω Удельная

скорость: Ω = ω·Q0,5/(g ·H) 0,75 Λ Удельный радиус: Λ =

R·(g·H) 0,25/Q0,5

α Пустота входящего воздуха: α = Qair/(Qair + Qwater)

Угол лопатки (от тангенциального направления) β

ηg Глобальная эффективность: η =ρgQwaterH/P

Внутренний КПД ηint

Коэффициент расхода: φ = Qвода/(2π·R2 ·b2 ·u2) φ

Коэффициент напора: ψ = gH/(u2) ψ ^{2}

ρ Плотность смешанной жидкости: ρ = ρwater × (1 α) + ρair × α

ψt,int Коэффициент внутреннего напора: ψt = ψ/ηint

ω Угловая скорость

τ Коэффициент мощности на валу: τ = P/ρA2 (u2) ^{3}

1 Вход крыльчатки

2 Выход крыльчатки

$_{т}$ Входной наконечник крыльчатки

Ссылки

1. Шефер Т.; Нойманн, М.; Биберле, А.; Хампель, У. Уве Хампель. Экспериментальные исследования обычного центробежного насоса. работающие в условиях газововлечения. Нукл. англ. Дес. 2017, 316, 1–8. [Перекрестная ссылка]

2. Ли, Х.; Цзян, З.; Чжу, З.; Си, К.; Ли, Ю. Анализ генерации энтропии для характеристики кавитационного напора центробежного насоса. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть C J. Mech. англ. наук. 2018, 232, 4637–4646. [Перекрестная ссылка]

3. Минемура, К.; Мураками, М.; Катагири, Х. Характеристики центробежных насосов, перекачивающих воздушно-водяные смеси, и размер воздуха. пузырьки в крыльчатках насосов. Бык. JSME 1985, 28, 2310–2318. [Перекрестная ссылка]

4. Кларк А.П. Численное прогнозирование пузырькового течения в центробежном насосе. Адв. Мультиф. Поток 1995, 64, 175–181.

Machine Translated by Google

5. Шефер Т.; Биберле, А.; Нойманн, М.; Хэмпель, У. Применение гамма-компьютерной томографии для анализа распределения содержания газа в центробежных насосах. Измерение расхода. Инструмент. 2015, 46, 262–267. [Перекрестная ссылка]
6. Цзян, Ц.; Хэн, Ю.; Лю, Х.; Чжан, В.; Буа, Г.; Si, Q. Обзор конструктивных особенностей центробежного насоса для обработка входных газожидкостных двухфазных потоков. Энергетика 2019, 12, 1078. [CrossRef]
7. Си, К.; Цюй, К.; Чжан, К.; Юань, Дж.; Буа, Г. Исследование ухудшения производительности центробежного насоса в условиях двухфазного потока воздух-вода на входе. Ла Уй Бланш 2018, 3, 41–48. [Перекрестная ссылка]
8. Мюллер, Т. Численное 3D RANS-моделирование газожидкостного потока в центробежном насосе с двухфазной моделью Эйлера-Эйлера и распределением дисперсной фазы. В материалах 11-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC11, ETC2015-076, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.
9. Си, QR; Буа, Г.; Чжан, Кентукки; Юань, Дж. П. Экспериментальный и численный анализ двухфазного потока воздух-вода в центробежном насосе. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC12, идентификатор статьи: ETC2017-54, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.
10. Стел, Х.; Офучи, Э.; Сабино, Р.; Анкадзима, Ф.; Бертольди, Д.; Марселино, Н.; Моралес, Р. Исследование движения пузырьков в рабочее колесо центробежного насоса. Дж. Жидкости Eng. 2019, 141, 031203. [CrossRef]
11. Си, К.; Буа, Г.; Ляо, М.; Чжан, Х.; Цюй, К.; Юань, С. Сравнительное исследование конструкций центробежных насосов и двухфазного потока. характеристика в условиях входного газововлечения. Энергетика 2020, 13, 65. [CrossRef]
12. Си, К.; Чжан, Х.; Буа, Г.; Чжан, Дж.; Цюй, К.; Юань, С. Экспериментальные исследования поведения внутреннего потока центробежных машин. насосы в двухфазных условиях воздух-вода на входе. Энергия 2019, 12, 4377. [CrossRef]
13. ISO 9906: 2012. Ротодинамические насосы — приемочные испытания гидравлических характеристик — классы 1, 2 и 3. Доступно онлайн: https: //max.book118.com/html/2017/0914/133901920.shtm (по состоянию на 31 мая 2012 г.).

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Характеристика потерь обычного регулируемого впуска †

Направляющая лопасть

Роман Георгиевич Франк 1,*, Кристиан Вакер и Рейнхард Нихейс 2,1

1 Институт реактивного движения, Университет Бундесвера, Мюнхен, 85577 Нойбиберг, Германия; Reinhard.niehuis@unibw.de

2 MAN Energy Solutions SE, 13507 Берлин, Германия; christian.wacker@man-es.com * Адрес для переписки: roman.frank@unibw.de † Этот документ представляет собой расширенную версию нашего вклада в 14-ю Европейскую конференцию по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: Регулируемые впускные направляющие аппараты (VIGV) чаще всего используются в качестве основного блока управления центробежных компрессоров со встроенным редуктором (IGCC). Чтобы увеличить эффективный рабочий диапазон компрессора, необходимо лучше понять механизмы потерь и пределы использования современных VIGV . Поэтому полевые измерения в типичной коммерческой конфигурации были проведены на испытательном стенде VIGV Университета Бундесвера в Мюнхене. Исследования проводились в прикладных условиях дозвукового течения и углах смещения от 50 до 90 , охватывающих весь рабочий диапазон с малыми потерями, включая пределы эффективной рабо Для точной характеристики локальных потерь была разработана корреляция притока, которая применялась для учета неоднородностей общего давления, вызванных радиальным профилем скорости притока и незначительными отклонениями окружной скорости. В отличие от предыдущих исследований, не только потери профиля, но и потери вторичного потока, вызванные открытыми кончиками лопастей и взаимодействием стенки и лопасти, были решены во всех подробностях. По этой причине получается более точная и полная оценка потерь реалистичных каскадов VIGV .

Ключевые слова: регулируемый входной направляющий аппарат; корреляция притока; вторичный поток; кольцевое каскадное течение

Цитирование: Франк, Р.Г.; Вакер, К.; Нихейс, Р. Характеристика потерь Обычная направляющая с регулируемым входом Флюгер. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 30. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030030

Поступила: 25 мая 2021 г.
Принято: 14 июля 2021 г.
Опубликовано: 26 июля 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Благодаря международным усилиям по сокращению выбросов парниковых газов, энергоснабжение постепенно регулируется прерывистыми возобновляемыми ресурсами, такими как солнечная и ветровая энергия. Одной из концепций, позволяющих справиться с растущими колебаниями предложения, является управление спросом (DSM). Таким образом, потребление электроэнергии устанавливается наряду с подачей электроэнергии, чтобы сбалансировать рынок электроэнергии, как это описано Геллингсом [1]. Особенно для энергоемких отраслей эта концепция становится интересной, поскольку она дает возможность доступа к оптовым рынкам электроэнергии. Таким образом, пиков цен можно избежать за счет рыночно -ориентированных темпов производства. Кроме того, гибкий потребитель электроэнергии может извлечь выгоду, предоставив балансирующий резерв оператору переходной системы, как о По этой причине большинство различных отраслей промышленности активизируют свои усилия по обеспечению более гибких темпов производства. Примеры приведены Sauer et al. [3]. Однако одним из особенно многообещающих потребителей электроэнергии являются IGCC, которые широко используются на объектах перерабатывающей промышленности, нефтехимии или установках разделения воздуха, см. Beaty et al. [4].

Обычно IGCC имеют до десяти ступеней. Каждая ступень приводится в движение одной шестерней, которая, в свою очередь, чаще всего приводится в движение синхронным двигателем с частотой сети 50 или 60 Гц. Следовательно, критическое для DSM смещение нагрузки обычно осуществляется с помощью регулируемых впускных направляющих лопаток (VIGV), генерирующих различные относительные скорости на входе в рабочее колесо. Подробности операции предварительного завихрения хорошо описаны Старком и Бёле [5] и Мохсени и др. [6]. Однако, как только создаваемое завихрение или отклонение потока в VIGV превышает критическое значение, открытый отрыв потока и усиление эффектов вторичного потока вызывают быстрое падение производительности лопаток. Рост затрат, вызванный таким снижением эффективности компрессора, безусловно, будет

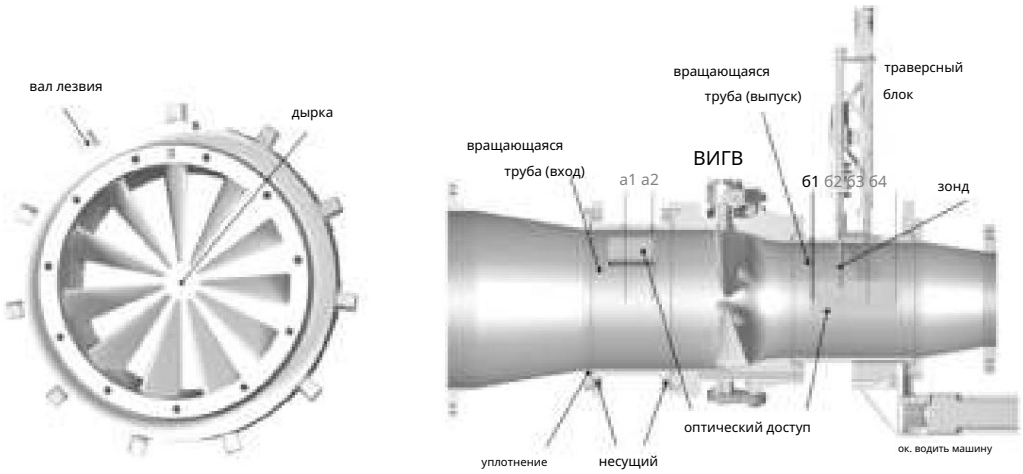
Machine Translated by Google

свести на нет стимулы DSM. По этой причине расширение рабочего диапазона VIGV становится особенно целесообразным. Предыдущие исследования по расширению эффективного рабочего диапазона уже были сосредоточены на многообещающих концепциях лопастей, таких как разъемные лопасти или S-образные профили. Однако экспериментальные исследования проводились исключительно на основе линейных каскадных измерений, выполненных Старком и Бёле [5], Броссом и Старком [7] и Генделем и др. [8] или полные испытания ступеней компрессора, проведенные Кассенсом и Раутенбергом [9] и Мохсени и др. [6], например. Данные с высоким разрешением после изолированного кольцевого VIGV все еще ожидались. Поэтому в контексте этой работы было проведено углубленное экспериментальное исследование обычного кольцевого VIGV во всем эффективном рабочем диапазоне и его рабочих пределах.

2. Экспериментальная установка

2.1.

Испытательная установка VIGV Настоящая характеристика характеристик VIGV была проведена на испытательной установке VIGV Института реактивного движения Мюнхенского университета Бундесвера. В отличие от предыдущих исследований линейных каскадов, кольцевая секция измерения, изображенная на рисунке 1b, обеспечивает формирование полной картины потока, включая вторичные эффекты потока, вызванные открытыми кончиками лопаток или взаимодействием стенки и лопасти. Таким образом, соответствующие характеристики потока от обсадной колонны к центру воспроизводятся и поддаются количественной оценке с помощью измерений зондом с пятью отверстиями. Это может быть выполнено либо в двух входных сечениях ai, либо в четырех сечениях bi после VIGV. Исследования проводились в одной прикладной стационарной рабочей точке Ma = 0,125 и ReD = 1,16 × 106 . И числа Маха, и числа Рейнольдса относятся к интегральным условиям входного потока и входному диаметру D VIGV. Вариации рабочей точки поддерживались ниже ±0,2%.



(а) Кольцевая геометрия VIGV (б) Раздел измерений

Рисунок 1. Конструкция VIGV и измерительной части.

2.2. ВИГВ Каскад

Современный каскад VIGV, предоставленный MAN Energy Solutions SE, послужил тестовым образцом для следующего экспериментального исследования. Изображение лопатки показано на рисунке 1a. Он имеет три основные характеристики: одиннадцать остроконических симметричных лопастей, обеспечивающих угол смещения до βS = 0 (см. рисунок 2), соединенные валы лопастей для изменения угла шарнирного смещения и открытые кончики лопастей с соответствующим отверстием для продувки в центральной части лезвия . кольцевой каскад. Геометрия лопасти соответствует профилю V410, исследованному Händel et al. [10,11] в различных линейных каскадных измерениях. Поворот лопастей поддерживается при минимальных потерях зазора между ступицей лопасти и корпусом с помощью каскадного канала сферической формы, как показано на рисунке 3a и Коппинг

Machine Translated by Google

Как правило, линейно увеличивающаяся длина хорды вдоль радиуса оказывает существенное влияние на локальное число Рейнольдса Rec. Хотя профиль входной скорости противодействует эффекту увеличения длины хорды с увеличением радиуса, общая тенденция к увеличению локальных чисел Рейнольдса ближе к корпусу не меняется на обратную для широких частей высоты лопасти, как показано на рисунке 3b.

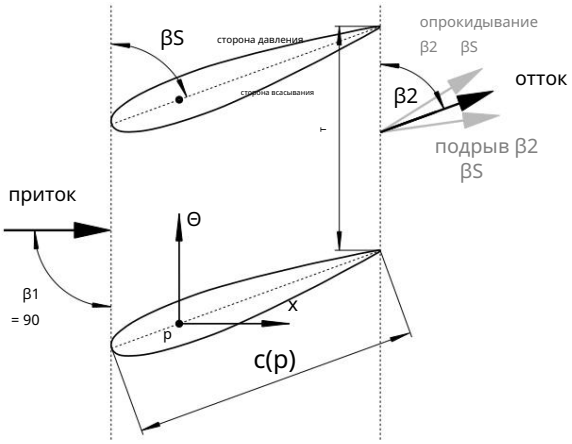
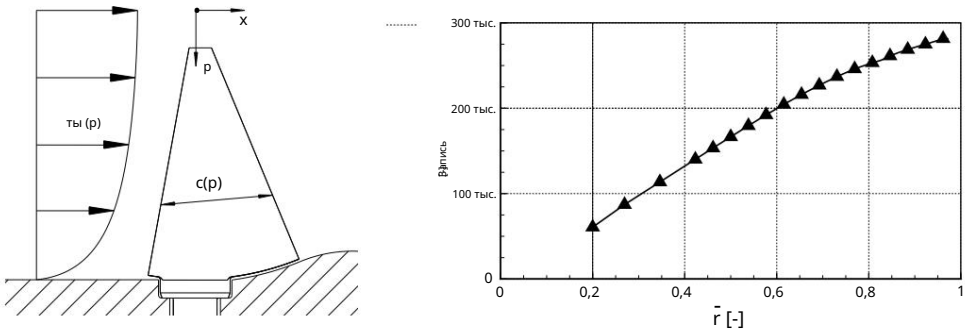


Рис. 2. Схема каскада в плоскости постоянного радиуса.



(а) Кольцевая геометрия VIGV (б) Распределение локального Rec вдоль r̄

Рисунок 3. Влияние конструкции конической лопасти и распределения скорости притока на Rec.

2.3. Методы измерения и работа

Измерения поля следа, представленные ниже, проводились с помощью изогнутого зонда с пятью отверстиями в плоскости измерения b1, равной 0,61 диаметру входного отверстия каскада D после оси лопасти, что также показано на рисунке 1b. Из-за неизбежного радиального проникновения зонда в плоскость измерения был использован коленчатый зонд с короткой головкой и сферической головкой диаметром 3 мм. Автоматическое позиционирование преобразователя внутри измерительной секции осуществляется с помощью перемещающего узла, управляемого шаговыми двигателями. Он оснащен вращающимся сегментом трубы и радиальным приводом. Неопределенность позиционирования считается ниже ±0,1 мм и ±0,1 . Кроме того, углов падения по окружности, выходящих за пределы диапазона калибровки, можно избежать, поворачивая зонд в поток. Более подробные подробные характеристики используемого зонда, блока перемещения и общей испытательной установки предоставлены Frank et al. [13].

Дифференциальные давления проведенных измерений регистрировались Netscanner 98 RK. В зависимости от угла отклонения VIGV и ожидаемых уровней давления используемые датчики давления варьировались от модулей 10 дюймов WC до модулей 5 PSI. Учитывая, что каждое измерение полностью независимо, неопределенность, представленная на следующих графиках, основана на законе распространения ошибок Гаусса и включает в себя неопределенности как калибровки, так

Измерения поля проводились при углах разнесения 50 βS 90 с шагом 10 . Это охватывает весь рабочий диапазон VIGV с низкими потерями вплоть до

Machine Translated by Google

βS = 60 по оценке Händel et al. [8] плюс один дополнительный угол отклонения на 50° от этих границ. Учитывая в значительной степени симметричный характер потока и высокие затраты на измерения , измерения были ограничены только круговым сектором в два шага. Кроме того, пространственное разрешение каждой установки угла смещения было настроено так, чтобы обеспечить достаточное разрешение при разумных затратах. Каждая отдельная сетка содержит от 1050 до 1250 точек измерения в 39 радиальных положениях.

2.4. Характеристика потерь и отклонение потока

Для оценки производительности VIGV решающее значение имеют создаваемая общая потеря давления pt1 pt2 и достигнутое отклонение потока β . Из-за незначительных составляющих боковой скорости притока последнее обеспечивается исключительно измерениями с помощью пятидырочного зонда в следовом поле, тогда как для pt1 - pt2 требуется разумный эталон pt1 , на который не влияет VIGV. Это препятствие будет рассмотрено в следующем подразделе. Тем не менее, для параметризации проблемы локальная общая потеря давления определяется коэффициентом локальной потери давления.

$$= \frac{\text{пт1} \quad \text{пт2}\,\zeta}{\text{q1}}. \tag{1}$$

В отличие от локальных зондовых измерений pt1 pt2 , динамическое давление q1 на Вход VIGV представляет собой интегральную переменную, основанную на интегральном общем массовом расходе.

Посредством поля потока с высокой разрешающей способностью локальная информация о β и ζ обеспечивает основу для оценки локальных явлений первичного и вторичного потока. Для общей количественной оценки производительности лопастей сокращение данных становится незаменимым . Поэтому в дальнейшем используются усредненные по массе средние значения (отмеченные индексами Θ и r).

2.5. Корреляция притока общей потери давления

Для измерения общего давления pt1 и определения ζ применение единственного типичного зонда Пито перед испытуемым образцом является обычной практикой при испытаниях в аэродинамической трубе. Это представляет собой адекватный метод в однородных полях полного давления без локальных градиентов. Однако в данном случае присутствуют обширные эффекты пограничного слоя и локальные неоднородности притока. Поэтому невозмущенное поле полного давления вряд ли можно обнаружить только с помощью одного фиксированного зонда Пито. По этой причине корреляция

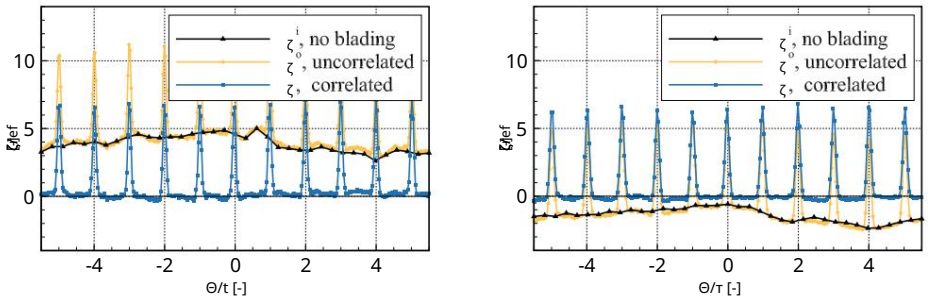
$$\zeta = \frac{\zeta \; \text{д 1} \quad \zeta \; \text{1}}{\text{д 1}} = \frac{\text{пт2} \quad \text{пт2} \quad \text{я} + \text{р} - \text{пт1 т1}}{\text{д 1}} \tag{2}$$

между двумя независимыми измерениями i и o . Оба ζ относятся к одной локальной ссылке Пито i и ζ все еще pt1. Если предположить лишь незначительные изменения рабочей точки, влияние члена p в уравнении (2) и измерении зондом Пито исчезает. Хотя оба значения i и o были записаны после VIGV, в случае i направляющий аппарат не был оборудован лопастями. Таким образом, измерение ζ учитывает неоднородности притока и влияние сужающегося контура ВИГВ, но не учитывает потери, вызванные лопастями. Чтобы по-прежнему выполнять значимую корреляцию, местоположения точек измерения i и o должны совпадать с одной линией тока. Предыдущий подход Frank et al. В [13] уже рассматривались доминирующие радиальные градиенты вдоль радиуса, предполагая незначительное отклонение потока по локальному радиусу относительно радиуса трубы (r¯). Однако подчиненные окружные градиенты полного давления поля набегающего потока не учитывались. Однако необходимость корреляции окружных отклонений подчеркивается двумя примерными проходами на 360° при βS = 90° на рисунках 4a,б. Таким образом, превосходно устраняются не только общее смещение от нуля, вызванное значительными эффектами пограничного слоя, но и значительные окружные изменения входящего потока, которые частично превышают дельту ζ /ζre f = 2,5% . Стремясь к комплексному подходу, включающему окружные разрывы, генерируемое локальное угловое отклонение потока Θ между лопастями VIGV и плоскостью измерения, как показано на рисунке 5 , должно

Machine Translated by Google

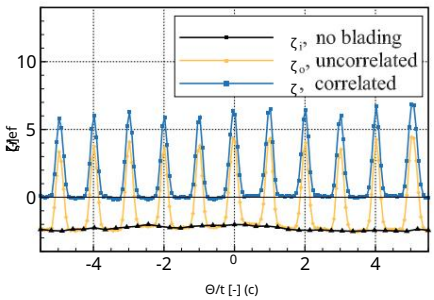
поэтому следует учитывать. Из-за незначительного отклонения потока при βS = 90 проблема в ранее , этого не было проиллюстрированных случаях на рисунке 4 пока не решена. Однако при уменьшении углов отклонения поле потока сильно искажается от входа VIGV до плоскости измерения. При сравнимых окружных скоростях, генерируемых прямыми лопастями ВИГВ, искажения в основном вызваны обратной пропорциональностью угловой скорости и 1 радиуса ω r

. Следовательно, угловая скорость и угловое отклонение перекрытого потока Θ быстро увеличиваются по направлению к центру, как показано на рисунке 5b. Поток в области дутьевого отверстия, в свою очередь, не нарушается лопаткой, что приводит к образованию дополнительного слоя сдвига за кончиками лопаток.



(а) Относительное радиальное положение: r ¯ = 0,77

(б) Относительное радиальное положение: r ¯ = 0,56.

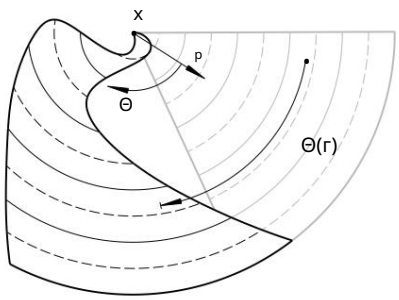


Относительное радиальное положение: r ¯ = 0,35

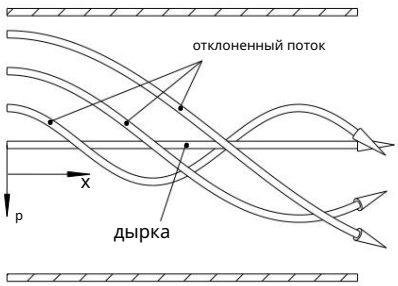
Рисунок 4. Корреляция притока при βS = 90 на 360 на выбранных радиусах.

Для имитации углового отклонения потока Θ линий тока i и o, тригонометрическое и осевое В качестве первого приближения был выбран подход, основанный на o 2 расстояние x измеренном окружном угле потока β между VIGV и плоскостью измерения.

$$\Theta(r) = + \Theta o ff . \text{ртан}(\beta o) \quad (3)$$



(а) Соответствующие сегменты с (o, черный) и без лопастей (i, серый)



(б) Примеры линий тока с постоянными окружными скоростями.

Рис. 5. Растяжение поля течения при βS = 90 .

Machine Translated by Google

Принимая во внимание грубое предположение о постоянном угле окружного потока вдоль x, вводится поправочный коэффициент Θo ff для получения более надежной корреляции. Иллюстрация этого подхода представлена на рисунке 6. После лопасти на центральной высоте, где в потоке сильно преобладают потери профиля, определение Θo ff выполняется путем сопоставления фактического и тригонометрически прогнозируемого положения лопасти, определяемого пробуждение лезвия. Однако вблизи обсадной колонны на больших радиусах вторичные потери все больше доминируют над потерями в профиле, которые ранее использовались в качестве маркера. Таким образом, Θo ff в этой области следует считать постоянным. Вызванная этим ошибка остается незначительной, так как градиенты угловой скорости относительно малы, а Θo ff еще много меньше шага t. В сторону уменьшения радиусов и малых углов разнесения направляющего аппарата Θo ff потенциально превышает величину t из-за существенно увеличенного угла охвата Θ. Это препятствие для надежного определения Θo ff на малых радиусах устраняется радиальным перекрестным сравнением. Значительные радиальные градиенты Θo ff от одного радиального положения к другому были бы нефизическими и поэтому недопустимы. Успех корреляции линий тока демонстрируется физически значимыми контурными графиками на рисунке 7. Поскольку интерполяция данных следующих графиков основана на том же алгоритме, что и введенная корреляция, надежность подхода обеспечивается графически. Однако в центре трубы, управляемом вихрем на кончике лопасти, точная локальная корреляция становится все более сложной. Поскольку неоднородности потока в центральной области слабы, см. рисунок 4c, в любом случае в этой конкретной области необязательна обширная угловая корреляция . Естественно, описанную процедуру необходимо выполнять индивидуально для каждой настройки направляющего аппарата и каждой рабочей точки.

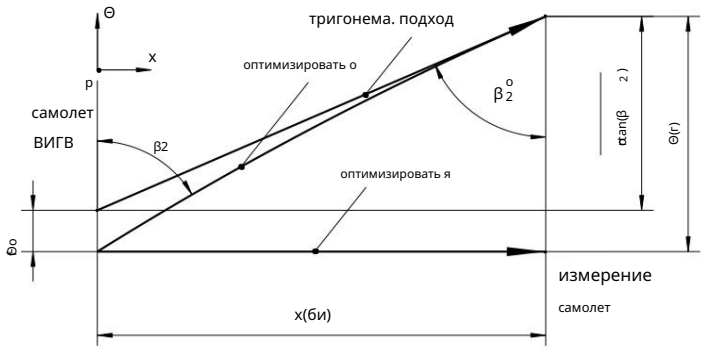


Рис. 6. Подход окружной корреляции на радиусе r.

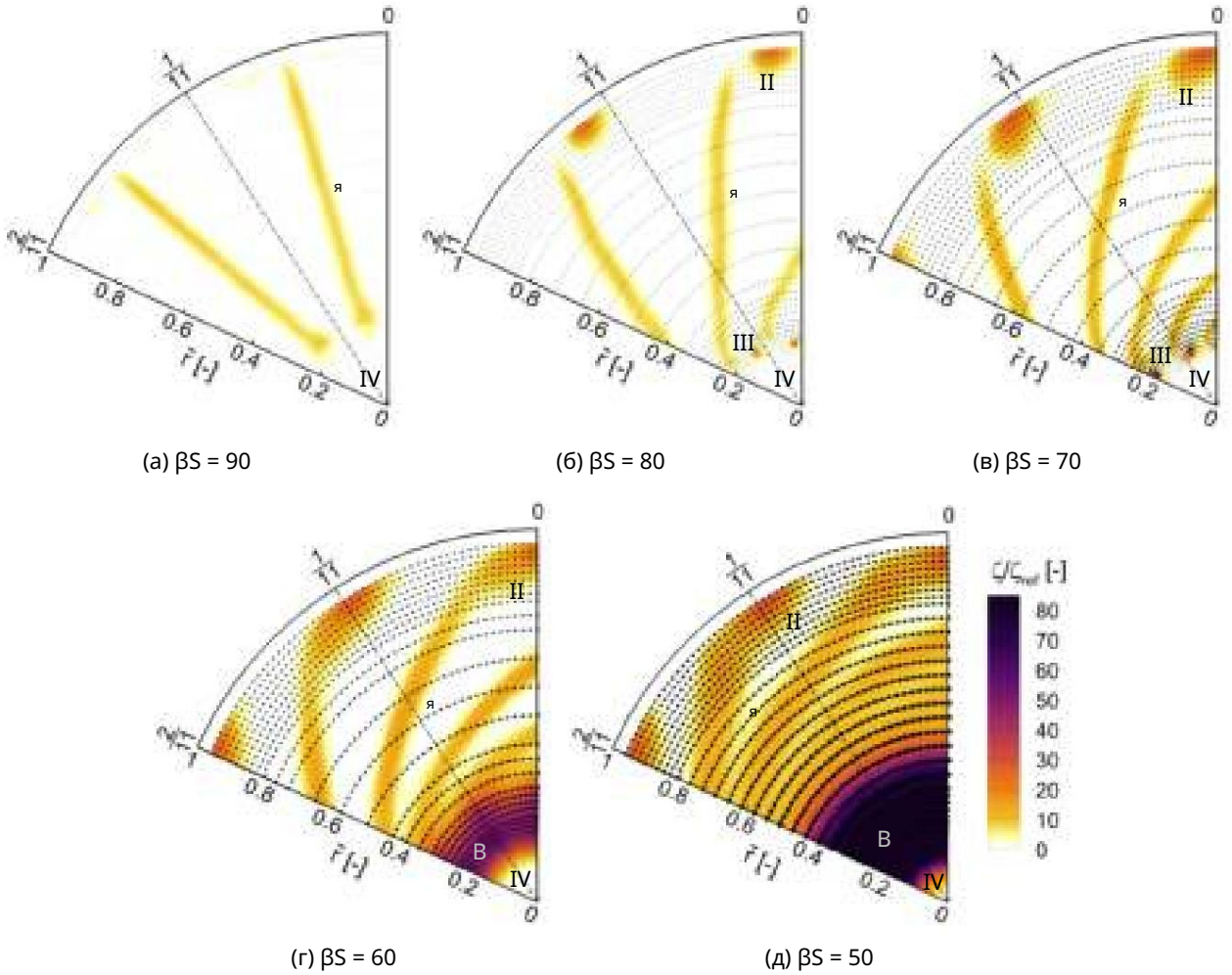
3. Результаты и обсуждение.

Пространственно разрешенные распределения ζ при пяти исследованных углах смещения представлены на рисунке 7. Каждое положение измерения отмечено вектором скорости. Несмотря на значительные различия в распределении и темпах потерь, контурные графики выявляют общие характеристики и основные тенденции к уменьшению углов отклонения. При βS = 90 в потерях в , основном преобладают профильные потери (I), достигающие в виде вытянутого поля потерь от корпуса до r 0,22 ниже по потоку границ газодувки на законцовках лопаток (IV).
При уменьшении углов разнесения эта область постепенно растягивается в окружном направлении, что приводит к выходу одного следа лопатки с одной стороны исследуемого кругового сектора и входу другого следа с другой стороны. При βS 70 наблюдается рост потерь профиля, а также , ускоренный уширение следов. Эта характеристика связана с более высокими потерями и более широкими следами, образующимися при больших отклонениях потока, как это уже наблюдалось в линейных каскадных измерениях того же профиля Händel et al. [10]. В определенной степени считается, что расширение следов также обусловлено повышенным перемешиванием потока, обусловленным удлиненными линиями тока между VIGV и плоскостью измерения с более высокой закруткой, см. Amecke [14].

Помимо анализа потерь первичного профиля, основной целью было отследить и количественно оценить потери вторичного потока, неизбежно возникающие из-за открытых кончиков лопаток (III) и конечных размеров корпуса (II). Взаимодействие потока со стенкой и лопаткой при радиусах r¯ 1 хорошо известно в обтекании турбомашин. Зиверding [15] и Дентон [16], напри

Machine Translated by Google

углубленный обзор результатов предыдущих десятилетий. Чаще всего эффекты классифицируются на проходные, подковообразные и угловые вихри. Даже если область потерь, вызванная взаимодействием лопатки со стенкой, четко определена в результате проведенных измерений, разделение различных вихревых структур невозможно из-за большой длины смешивания между каскадом и плоскостью измерения, по крайней мере, в 1,5 раза. в(р). Тем не менее, при меньших углах смещения наблюдается устойчивый рост потерь, вызванных стенками лопаток.



(а) βS = 90 (б) βS = 80 (в) βS = 70

(г) βS = 60 (д) βS = 50

Рисунок 7. Измерения кильватерного поля от βS = 90 до 50 [I: потери в профиле, II: потери на взаимодействие стенки и лопасти, III: потери на кончике лопасти, IV: поток в продувочном отверстии, V: подозрение на отрыв открытого потока].

В отличие от вторичных потерь потока на торцевой стенке, потери на вершине лопатки являются довольно исключительным явлением в турбомашинах, поскольку развитию вихрей на вершине лопатки обычно препятствует ступица. Наблюдаемые эффекты, однако, хорошо сравнимы с широко известным вихрем на законцовках крыла в конструкциях профиля, как описано, например , Грином [Развитие потерь на кончике лопасти показано как область небольших потерь при βS = 90 и r¯ 0,2 на рисунке 7a. При уменьшении углов разнесения на 10 и 20° область прогрессивно , потеря увеличивается в размерах и интенсивности. Начиная с βS = 60 , локально ограниченные потери сливаются в большую кольцеобразную область потерь (V), которая значительно усиливается при βS = 50 . В предыдущих измерениях линейного каскада Händel et al. В работе [10] развитие открытого отрывного пузырька обнаружено при Rec 100 K и βS 60 . Эти условия очень хорошо соответствуют условиям потока в отмеченной кольцеобразной области с высокими потерями. Таким образом, источником быстро растущих потерь в этой конкретной области подозревается скорее развитие открытого отрыва, чем непропорциональный рост потерь на вершинах лопаток .

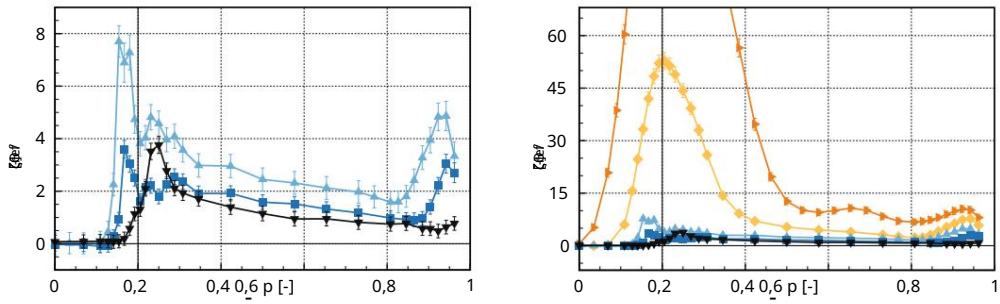
Machine Translated by Google

Дальнейшие измерения были записаны в сечении b3, 1,01D ниже по течению от VIGV. Как и ожидалось, из-за увеличения осевого расстояния x поля следа еще больше искажаются, пики потерь сглаживаются, а область, на которую влияют потери, расширяется. По этой причине представленные здесь измерения в b1 были сочтены более показательными в этом контексте.

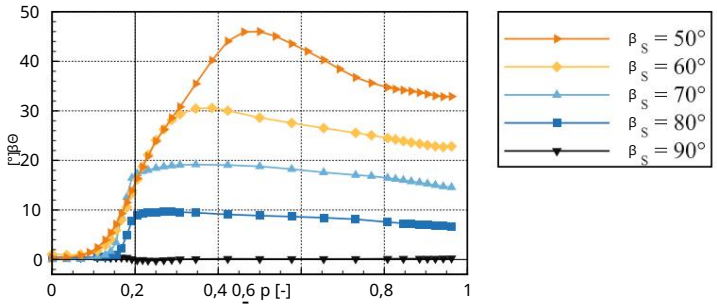
3.1. Производительность по радиусу

После предыдущего качественного обсуждения на рисунке 8 показаны усредненные по массе средние значения ζΘ и βΘ , позволяющие количественно оценить потери по радиусу. Положение кончика лопасти при $\bar{r} = 0,2$ отмечено сплошной вертикальной линией.

Каждая из ранее определенных областей потерь, в которых преобладают профиль, взаимодействие стенки и лопасти или потери на кончике лопасти, все еще хорошо различима на рисунках 8a,b. Последовательно растущие и расширяющиеся потери, вызванные взаимодействием стенки и лопасти, обнаруживаются между $\bar{r} = 0,8$ и 1, тогда как потери, вызванные вихрем кончиков лопаток, расположены в области вокруг законцовок лопаток при$\bar{r} = 0,2$. Начиная с βS 60 , потери, особенно в последней области за законцовками лопаток при сравнительно малых локальных числах Рейнольдса Rec, резко возрастают. Как уже обсуждалось, этот резкий рост объясняется эффектами отрыва открытого потока. В области умеренных потерь профиля на средней высоте лопатки около $\bar{r} = 0,6$ между обсуждавшейся в последнее время областью потерь вихря кончика лопатки или эффектов отрыва открытого потока и взаимодействием развертывающейся стенки и лопатки наблюдается устойчивое уменьшение потерь с большими радиусами или более крупный локальный Rec наблюдается во всех углах разнесения, прерываясь только сильноперемешанным полем течения при βS = 50 . Этот эффект хорошо согласуется с наблюдениями об уменьшении потерь профиля с более высоким Rec, сделанными Händel et al. [10].



(а) ζ при βS 70 (б) ζ во всем диапазоне углов разнесения



(в) β во всем диапазоне углов разнесения

Рисунок 8. Оценка радиальных потерь и отклонения.

Полученное окружное отклонение потока βΘ , изображенное на рисунке 8c, естественным образом начинается с нуля в центре трубы, увеличивается за областью кончика лопасти до тех пор, пока не будет достигнуто отклонение потока примерно 90 βS , и затем снова медленно уменьшается. Компоненты лучевой скорости, напротив, остаются почти незначительными, как уже указано на р При βS = 50 и 0,39 $\bar{r}$ 0,66 исключительный переворот βΘ до 6 по сравнению

Machine Translated by Google

установленный угол лезвия замечен. Сопоставимое локальное опрокидывание окружной скорости уже наблюдалось Кассенсом и Раутенбергом [9] при аналогичной геометрии каскада VIGV в ступени центробежного компрессора и углах смещения 60 и 30 . Авторы объясняют этот эффект сужающейся геометрией трубы, приводящей к переносу жидкости в сторону меньших радиусов и, следовательно, к ускорению угловой скорости. Чен и др. [18], напротив, связывают опрокидывание, наблюдаемое Кассенсом и Раутенбергом [9], от вихревой структуры , создаваемой VIGV, до развития вихря Ренкина. Внешняя область вихря Ренкина определяется потенциальным вихрем, который представляет собой аналитическое решение вихревого поля в равновесии полного давления без компонентов радиальной скорости. Таким образом, постулируется, что внешнее поле потока превращается в потенциальный вихрь, чем объясняется локальное повышение тангенциальной скорости. Однако ни в одной из двух публикаций не рассматривается возможное влияние разделения открытого потока твердого тела. Испытания линейного каскада Генделя [19] при одинаковой геометрии профиля выявили сильную тенденцию к опрокидыванию потока из-за открытого отрыва потока при βS = 50 .

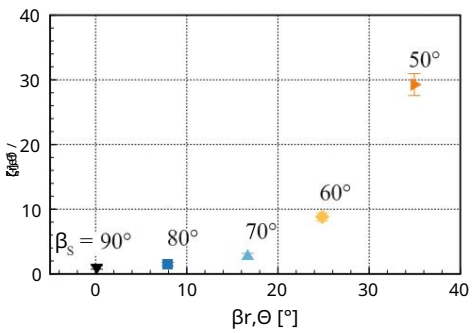
В этом отношении применение открытого отрыва потока представляет собой весьма правдоподобное объяснение наблюдаемого опрокидывания потока.

3.2. Общие потери

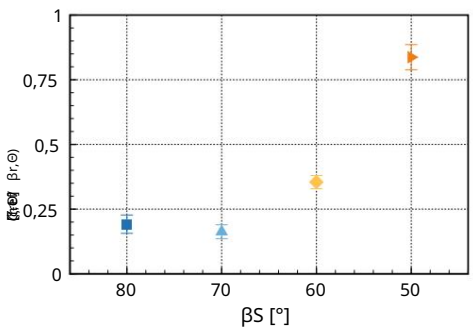
Для общей оценки характеристик VIGV при различных углах смещения на рисунке 9a показан усредненный по массе коэффициент полной потери давления ζr,Θ в зависимости от отклонения потока βr,Θ. Судя по рисунку 8a, ожидалось , что потери остаются одинаковыми при βS = 90 и 80 и лишь умеренно возрастают при βS = 70 . Дальнейшее уменьшение углов разнесения увеличивает потери еще сильнее. На эту тенденцию особенно указывают значительные потери в области кончика лопасти на рисунке 8b. Кроме того, на рисунке 9a наблюдается прогрессивное снижение βr,Θ по сравнению с углом лопасти 90 βS . Это несоответствие частично обусловлено наблюдаемым наклоном лопастей и отсутствием естественного отклонения в дутьевом отверстии.

При βS = 50， этот недостаток частично компенсируется ранее описанным переворотом на части высоты лопасти.

Чтобы окончательно оценить эффективность достигнутого отклонения потока, общий коэффициент потери давления на каждое отклонение потока показан на рисунке 9b. Из-за особенности при βr,Θ = 0 измерение поля при βS = 90 при этом не рассматривается. При βS = 80 и 70 , индекс показывает умеренные, относительные потери в каждом случае. При дальнейшем уменьшении углов разнесения наблюдается прогрессивный подъем. В соответствии с предыдущей рекомендацией Händel et al. [10] использование каскада VIGV не рекомендуется при углах смещения менее 60° для поддержания адекватной эффективности лопаток и компрессора.



(а) Коэффициент полной потери давления в зависимости от возникающего отклонения потока



(б) Коэффициент полной потери давления на отклонение потока в зависимости от угла смещения

Рисунок 9. Распределение общих потерь.

4. Выводы и перспективы

Целью настоящей работы является оценка потерь, создаваемых современным VIGV при различных углах смещения. Благодаря кольцевой геометрии рабочей части,

Machine Translated by Google

Были воспроизведены и метрологически зарегистрированы как профильные, так и вторичные эффекты потока, вызванные взаимодействием стенки и лопасти и открытыми кончиками лопастей .

Для получения надежных данных была введена расширенная корреляция потери давления ζ, ^{o} ме-гарантированной в следе, с $\overset{a}{\zeta}$ в незатронутом поле потока. По сравнению с предыдущим подходом таким образом устраняются не только радиальные градиенты ζ , вызванные пристеночным пограничным слоем, но и окружные отклонения, достигающие как минимум ζ/ζre f = 2,5% .

На основании данных о полях следа, превышающих общий рабочий диапазон исследуемого VIGV, были сделаны два предложения, чтобы минимизировать доминирующие области потерь и в конечном итоге увеличить эффективный рабочий диапазон лопаток и соответствующего компрессора:

- Начиная с βS = 60 , наблюдалась возрастающая область заметных потерь ниже по потоку в области законцовок лопастей. Предыдущие измерения линейного каскада при идентичной геометрии профиля, проведенные Händel et al. В [10] уже доказана склонность профиля к отрыву открытого потока при указанном угле разнесения и сравнимых локальных числах Рейнольдса. Таким образом, рекомендуется пересмотреть текущую конструкцию лопастей, чтобы обеспечить присоединенный поток при дальнейшем уменьшении углов отклонения. В частности, геометрия разделенных лопастей, как было исследовано в измерениях линейного каскада Броссом и Старком [7] и Генделем и др. [8] обещают расширить эффективный рабочий диапазон кольцевого VIGV.

- Кроме того, предлагается блокировка центра хабом. Таким образом, низкие локальные числа Рейнольдса Rec предотвращаются за счет условий ускоренного потока и исключения коротких длин хорд в центральной области. Таким образом, ожидаются меньшие потери профиля, как они наблюдались при более высоких Rec, определенный сдвиг разрушительного отрыва открытого потока в сторону меньших углов отклонения βS и подавление вихря на вершине лопасти. Вместо потерь на кончике лопасти взаимодействия потока между лопаткой и ступицей и эффекты зазора на вершине лопасти будут вызывать новые потери. Необходимо выяснить, преобладают ли ожидаемые преимущества над вызванными потерями зазора в ступице и наконечнике.

Вклад авторов: концептуализация, RGF, CW и RN; методология, программное обеспечение и валидация , RGF; формальный анализ, RGF и RN; расследование, РГФ; ресурсы, RN и CW; курирование данных , RGF и RN; письменное – подготовка первоначального проекта, РГФ; обзор и редактирование РГФ и РН; визуализация, РГФ; супервизия, CW и RN; администрация проекта, РН; приобретение финансирования , CW и RN. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Исследование финансировалось Федеральным министерством образования и исследований Германии (проект Kopernikus – SynErgie). Образец для испытаний был любезно предоставлен компанией MAN Energy Solutions SE.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: безразмерные данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу у соответствующего автора.

Благодарности: Авторы выражают благодарность Федеральному министерству образования и исследований Германии (BMBF) за финансовую поддержку проекта Kopernikus SynErgie и надзор за проектом со стороны организации по управлению проектом Projektträger Jülich (PtJ).

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; при сборе, анализе или интерпретации данных; в написании рукописи; или в решении опубликовать результаты.

Machine Translated by Google

Сокращения

Символы	
би	Плоскость измерения i [-]
с	Длина хорды [м]
Ма	Число Маха [-]
п	Давление [Па]
д	Динамическое давление [Па]
р	Радиальная ось [м]
r^-	r относительно местного радиуса трубы [-]
Красный	Интегральное число Рейнольдса [-]
запись	Местное число Рейнольдса [-]
т	Шаг [ ]
х	Ось центральной линии трубы [м]
βS	Угол смещения [ ]
β	Окружное отклонение потока [ ]
Θ	Окружная ось трубы [ ]
Θ	Угловое отклонение потока [ ]
ζ	Общий коэффициент потери давления [-]
Под-/верхние индексы	
1, 2	Без или с эффектом VIGV
Д	Входной диаметр VIGV
я	Измерение без лезвия
о	Измерение пробуждения, вкл. лезвие
выкл.	Компенсировать
	Интегральное задание при βS = 90
	Общая стоимость
Θ, г	Масса, усредненная по Θ, r
Сокращения	
ДМС	Управление спросом
ВИГВ	Регулируемый входной направляющий аппарат
ИГКС	Центробежный компрессор со встроенным редуктором

Ссылки

1. Геллингс, К.В. Концепция управления спросом на электроэнергетику. Учеб. ИИЭР 1985, 73, 1468–1470. [Перекрестная ссылка]
2. Хефнер, Л. Управление спросом: Entscheidungsunterstützungssysteme für die гибкий Beschaffung von Energie unter Интегрированные риски и риски. ХМД. Теор. И пракс. Дер Вирч. 2018, 55, 627–645. [Перекрестная ссылка]
3. Зауэр А.; Абеле, Э.; Буль, HU Energieflexibilität в немецкой промышленности; Frauenhofer Verlag: Штутгарт, Германия, 2019 г.; ISBN 978-3-8396-1479-2
4. Бити, Пи Джей; Эйзель, К.; Мацейка, Т.Д.; Шварц, К. Компрессоры технологического газа со встроенным редуктором API 617; Техасский университет A&M, Лаборатории турбомашиностроения: Колледж-Стейшн, Техас, США, 2000 г.; стр. 239–246. [Перекрестная ссылка]
5. Старк, У.; Бёле, М. Теоретические и экспериментальные исследования Untersuchungen an ungestaffelten Gittern aus Profilen mit mechanischen Клаппен. Форш. Im Ingenieurwesen 1990, 56, 169–182. [Перекрестная ссылка]
6. Мохсени А.; Гольдхан, Э.; Ван ден Браембуше, РА; Сьюме, Дж.Р. Новые конструкции IGV для центробежных компрессоров и их Взаимодействие с крыльчаткой. ASME Дж. Турбомах. 2012, 134, 021006. [CrossRef]
7. Бросс, С.; Старк, У. Entwicklung neuer Schaufelgitter aus Profilenvariable Geometrie zum Einsatz in Leiträdern drallgerelgeter Турбомашинен-Тейль И. Форш. Im Ingenieurwesen 1994, 60, 120–132. [Перекрестная ссылка]
8. Гендель, Д.; Нихейс, Р.; Клаусманн, Дж. Аэродинамическое исследование усовершенствованной конструкции VIGV с регулируемой геометрией для очень высоких Поток Токарная обработка; ASME Turbo Expo: Монреаль, Квебек, Канада, 2015 г. [CrossRef]
9. Кассенс И.; Раутенберг, М. Измерения расхода за впускным направляющим аппаратом центробежного компрессора; ASME Турбо Экспо: Стокгольм, Швеция, 1998 г.; doi:10.1115/98-GT-086 [CrossRef]
10. Гендель, Д.; Нихейс, Р.; Рокстро, У. Аэродинамическое исследование регулируемого впускного направляющего аппарата с симметричным профилем; ASME Турбо Выставка: Дюссельдорф, Германия, 2014 г. [CrossRef]
11. Гендель, Д.; Рокстро, У.; Нихейс, Р. Экспериментальное исследование явлений перехода и разделения на входном направляющем Лопатка с симметричным профилем при различных углах наклона и числах Рейнольдса. В материалах международного симпозиума «Транспортные явления и динамика вращающихся машин», Гонолулу, Гавайи, США, 24–28 февраля 2014 г.; ФР305
12. Коппингер, М.; Суэйн, Э. Прогнозирование производительности системы входных направляющих лопаток промышленного центробежного компрессора. Учеб. Инст. Мех. англ. 2000, 214. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

13. Франк Р.; Вакер, К.; Нихейс, Р. Новая испытательная установка для расширенных испытаний регулируемых впускных направляющих лопаток; Методы измерения МТТ в турбомашиностроении; 2020, MTT2520A18. Доступно онлайн: https://www.meastechturbo.com/paper-archives/mtt2520-santorini- 2020. (по состоянию на 16 июля 2021 г.).

14. Амеке, Дж. Auswertung von Nachlaufmessungen an ebenen Schaufelgittern; Мессберихт 67 A 49; ABA Геттинген: Геттинген, Германия, 1967 год.
15. Зивердинг, СН. Недавний прогресс в понимании основных аспектов вторичных потоков в проходах турбинных лопаток. ASME J. Инженер. Газовые турбины, 1985, 107. [CrossRef]
16. Дентон Дж. Д. Механизмы потерь в турбомашинах. ASME Дж. Турбомах. 1993, 115, 621–656. [Перекрестная ссылка]
17. Грин С.И. Вихри на законцовках крыльев. В механике жидкости и ее приложениях; Спрингер: Дордрехт, Нидерланды, 1995 г.; Том 30.
18. Чен, Ю. Н.; Хагельштейн, Д.; Кассенс, И.; Хазерманн, Х.; Хаупт, У.; Раутенберг, М. Вылет вихря Ренкина, образующегося в поле потока за входным направляющим аппаратом центробежных компрессоров; ASME Turbo Expo: Индианаполис, Индиана, США, 1999 г. [CrossRef]
19. Гендель, Д. Experimentelle Untersurung und Weiterentwicklung einesvarian Eintrittsleitapparates für die Vordrallregelung in Turbomaschinen; Верлаг Доктор Хут: Мюнхен, Германия, 2018 г.; ISBN 978-38439-3874-7.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние коэффициента расхода и пониженной частоты на границу следа Взаимодействие слоев в высокоускоренном каскаде LPT

Эдвард Канепа, Давиде Ленгани, Пьетро Зунино

Алессандро Нильберто, Даниэле Петронио*, Даниэле Симони, Марина Убальди и

DIME, факультет машиностроения, энергетики, менеджмента и транспорта, Университет Генуи, I-16143 Генуя, Италия; Edward.Canepa@unige.it (EC); davide.lengani@edu.unige.it (DL); alessandro.nilberto@unige.it (AN); daniele.simoni@unige.it (DS); marina.ubaldi@unige.it (МЮ); pietro.zunino@unige.it (ПЗ)

* Переписка: daniele.petronio@edu.unige.it

Аннотация: В статье представлен подробный анализ измерений скорости частиц (PIV), выполненных в турбинном каскаде, представляющем лопатки высокоускоренной турбины низкого давления (ТНД) . Две камеры одновременно использовались для наблюдения за большей частью пограничного слоя на стороне всасывания с максимально возможным пространственным разрешением, что позволило нам решить процесс взаимодействия между набегающими восходящим следом и пограничным слоем лопатки. При фиксированном числе Рейнольдса были исследованы четыре нестационарных режима притока, характеризующиеся различными приведенными частотами и коэффициентами расхода набегающего следа . Поля потока с высоким разрешением были обработаны для изучения влияния пониженной частоты и коэффициента потока на процесс нестационарного перехода пограничного слоя и, следовательно, на образование потерь. Для более глубокого физического понимания механизмов, ответственных за возникновение потерь, на различных фазах периода прохождения следа применялось правильное ортогональное разложение (POD) . Это обеспечило доминирующие структуры, влияющие на аэродинамику каскада в период следования. Более того, исследование режимов POD позволило нам показать влияние изменения параметров на производство турбулентной кинетической энергии и, следовательно, на механизмы производства нестационарных потерь.

Ключевые слова: ПОД; ЛПТ; взаимодействие следа и пограничного слоя; производство турбулентной кинетической энергии (ТКЭ)

Цитирование: Канепа, Э.; Ленгани, Д.; Нильберто, А.; Петронио, Д.; Симони, Д.; Убалди, М.; Зунино, П. Влияние коэффициента потока и пониженной частоты на взаимодействие следа и пограничного слоя в высокоускоренном каскаде LPT. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 32. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030032 .

Академический редактор: Клаус Зивердинг

Поступила: 24 мая 2021 г.
Принято: 2 августа 2021 г.
Опубликовано: 4 августа 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья находится в открытом доступе.
распространяется на условиях и
условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND)
(https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Исследование физических источников, вызывающих профильные потери, представляет собой центральную тему в процессе оптимизации турбин низкого давления. Исследование весьма сложно из-за наличия периодических следов, сбрасываемых с верхних рядов, что делает течение сильно нестационарным. По этой причине в прошлом было проведено несколько исследовательских работ. В численном моделировании Ву и Дурбина [1] точно описана динамика восходящего следа, развивающегося в проходе лопасти. Показано, что след переносится полем каскадного потенциала в сторону всаса лопатки, где он взаимодействует с пограничным слоем. Следовательно, на процессы перехода и отрыва вдоль всасывающей стороны лопасти сильно влияют восходящие следы. Особенно соответствующие эффекты наблюдались в каскадах с большой подъемной силой при низких числах Рейнольдса, где в установившемся состоянии может присутствовать большой пузырь отрыва (Дальнейшие исследования [3] зафиксировали образование двух встречно вращающихся вихрей, развивающихся на границах следа, ответственных за возникновение периодических ускорений и замедлений внутри пограничного слоя. Последующая прерывистая эволюция пристеночного течения также показана в экспериментах Гомпертца и Бонса [4]. Процесс еще более усложняется наличием структур меньшего масштаба, переносимых внутри объема следа , о чем свидетельствуют измерения, проведенные Стигером и Ходсоном [5], которые выявили высокую турбулентную активность именно в области набегающих следов. В этом сценарии шаг вперед в понимании эффектов, связанных со следом, представлен в [6], где

Machine Translated by Google

обсуждается возможность правильной ортогональной декомпозиции (POD) в идентификации различных структур потока, что позволяет идентифицировать различные механизмы, ответственные за возникновение потерь.

На динамику процесса взаимодействия следа и пограничного слоя сильное влияние оказывают приведенная частота восходящего следа и коэффициент потока, поскольку они характеризуют как время, так и направление приходящих следов. Микеласси и др. [7] исследовали различные условия притока, показав, что приведенная частота непосредственно представляет собой частоту воздействия, действующего на пограничный слой, в то время как коэффициент потока вызывает различные траектории следа во время адвекции в нисходящем каскадном проходе. Аналогичная динамика потока также показана в моделированиях, представленных в [8], выполненных для различных комбинаций обоих параметров. Фунадзаки и др. [9] представили исследование, в котором количественно оценены потери от изменения некоторых параметров потока и геометрических параметров, включая число Струхаля, тесно связанное с пониженной частотой. Однако в этой работе приведенная частота и коэффициент расхода не изменялись независимо.

В настоящей работе измерения скорости частиц (PIV) были проведены в задней части лопатки на стороне всасывания для решения процесса взаимодействия пограничного слоя со следом в каскаде высокофорсированных турбин. Были протестированы четыре различные комбинации пониженной частоты и коэффициента расхода при постоянном числе Рейнольдса. Приходящие следы были охарактеризованы на входе в каскад с помощью данных о скорости с фазовой синхронизацией, полученных с помощью термоанемометра (HWA). Средневременные и пульсирующие части полей скорости PIV были проанализированы, чтобы обсудить влияние как пониженной частоты , так и коэффициента потока на развитие пограничного слоя лопатки. Динамические потери жидкости были количественно оценены в области измерения для различных случаев течения. Следовательно, для более глубокого исследования механизмов, ответственных за возникновение потерь, POD применялся на шести различных фазах периода прохождения следа. Режимы POD позволили нам разделить детерминированные и стохастические структуры потока и проследить их временную эволюцию посредством проверки на разных этапах. Производство турбулентной кинетической энергии в каждом режиме POD также выявило вклад потерь из-за различных структур потока, в то время как ее пространственное распределение показало области, где потери в основном производятся для различных комбинаций протестированных здесь параметров потока.

2. Испытательная установка и анализ

данных. Измерения проводились в аэродинамической трубе малых скоростей, установленной в Лаборатории аэродинамики и турбомашиностроения Университета Генуи. Испытательный участок представлял собой семилопастной плоский каскад, представляющий собой высокофорсированный ряд турбин низкого давления. Хорда лопасти составляла 190 мм, прогиб 40 , жестк Каскад, предназначенный для работы с полностью ламинарным пограничным слоем на стороне всасывания в установившемся режиме, дополнительно характеризуется коэффициентом диффузии DF = 0,09, скоростью диффузии Ds = 0,15 и отношением скоростей VR = 2,8. Измерения проводились при фиксированном числе Рейнольдса Re = 160k для четырех различных комбинаций приведенной частоты и коэффициента расхода (см. таблицу 1). Число Рейнольдса, несколько меньшее расчетного, было выбрано для максимизации пространственного разрешения измерений PIV. Вместо этого были выбраны комбинации пониженной частоты и коэффициента расхода, чтобы исследовать широкий диапазон изменения параметров вокруг их номинальных значений. Все испытания проводились при входной однородной турбулентности набегающего потока около Tu = 6%, создаваемой с помощью турбулентной генерирующей сетки и измеренной на входном участке каскада в установившемся режиме. Следы вверх по течению были смоделированы с помощью системы движущихся стержней, схематически представленной на рисунке 1, которая позволяет изменять пониженную частоту и коэффициент потока, контролируя скорость и расстояние между стержнями. Стержни, использованные в настоящем исследовании, имели диаметр 3 мм, выбранный удачно для создания дефекта импульса и потерь, типичных для верхнего ряда LPT. Подробная характеристика следа, входящего в нижестоящий каскад, представлена ниже.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Условия испытательного потока.

	Пониженная частота f^+	Коэффициент расхода φ
C1	1.2	0,6
C2	0,6	0,6
C3	1.2	0,3
C4	2.4	0,3

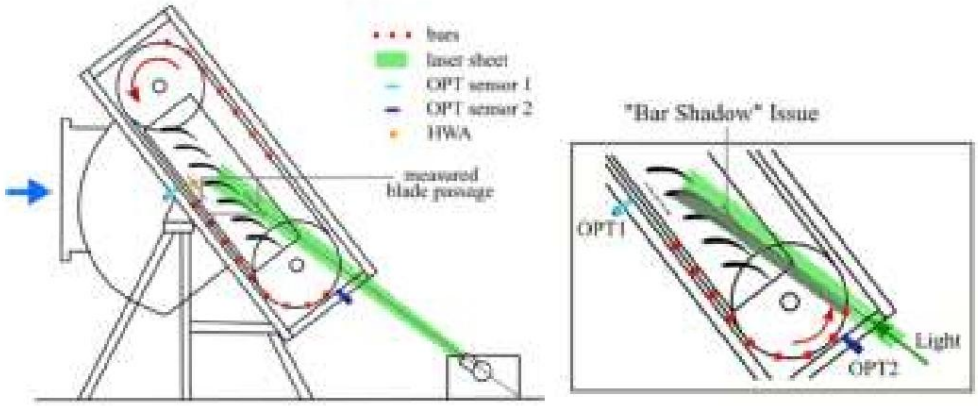


Рисунок 1. Тестовый раздел (слева) и детали проблемы «тени панели» (справа).

2.1. Экспериментальная установка

На рис . 1 показан тестовый участок. Источник света — двухрезонаторный импульсный лазер Nd:Yag. с энергией 100 мДж на импульс при частоте 6 Гц и длительности импульса 8 нс, был расположен для освещения тестовый участок сзади. Поток был засеян у входа в аэродинамическую трубу с помощью

Капли вазелинового масла средним диаметром 1,5 мкм. Скорость потока высева была выбрана для того, чтобы получить концентрацию частиц 4/5 частиц на зону допроса. Измерения проводились с целью решения процесса взаимодействия следа и пограничного слоя. на стороне всасывания лопаток с максимально возможным пространственным разрешением. С этой целью два Цифровые камеры Dantec HighSense Mk II (Dantec Dynamics, Сковлунде, Дания) с разрешение 1344 × 1024 пикселей использовалось одновременно. Позиции камер схематически представлены на рисунке 2. Левая камера (cam1) наблюдала поле потока сразу за областью пика скорости для 0,35 < s/sMAX < 0,6, где приходящие следы начинают взаимодействуют с пограничным слоем, при этом правая камера (cam2) располагалась ниже по течению близко к задней кромке лопатки, если смотреть на область потока между 0,75 < s/sMAX < 1. В Чтобы обеспечить возможность измерения градиентов скорости в пограничном слое, пары Изображения PIV были получены с временной задержкой 40 мкс. Коэффициент увеличения составил 0,263. Взаимная корреляция была рассчитана для области опроса размером 32 × 32 пикселей с 50% перекрытие, получая расстояние между векторами 0,30 мм. Для каждого условия потока общее количество было собрано около 2000 пар изображений.

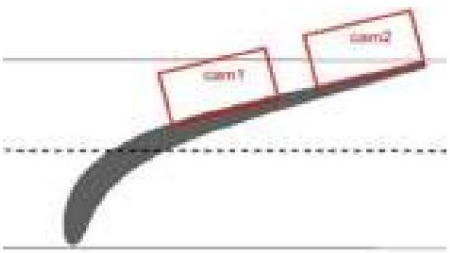


Рисунок 2. Детали расположения двух камер.

Была выбрана особая настройка тестового участка, чтобы избежать теней, создаваемых полоски, проходящие перед источником света, могут испортить полученные изображения. Деталь Сообщение справа на рисунке 1 подчеркивает проблему «тени полосы». Чтобы преодолеть это проблема, прутки (отмечены на рисунке красными точками) были собраны в два поезда,

Machine Translated by Google

составляло 14 бар для условий C1 и C4 (более высокая пониженная частота) и 7 бар для условий C2 и C3 (низкая пониженная частота). При этом перед каскадом (ОПТ1) и перед лазером (ОПТ2) располагались два оптических датчика для фиксации прохождения стержней. Сигналы транзисторно-транзисторной логики (TTL), генерируемые датчиками, показаны на рисунке 3 вместе с лазерными импульсами. Первый пик от OPT1 включает окно сбора данных, которое будет закрыто первым пиком от OPT2. Лазерные импульсы между окнами сбора данных соответствуют изображениям со следами и без теней, поэтому они были сохранены для дальнейшей постобработки, тогда как другие изображения были отброшены. Выбранные снимки также можно фазировать по периоду пробуждения, вычислив разницу между моментом времени tpiv импульса PIV и моментом времени t1 более близкого предыдущего импульса TTL, излучаемого оптическим датчиком перед каскадом (OPT1), и передав его. к периоду прохождения стержня T = t2 t1, как в уравнении (1):

$$t/T = \frac{t1 - tpiv}{\tau 2 - \tau 1} \quad (1)$$

Для оценки дефекта скорости и пика интенсивности турбулентности, характеризующего набегающий след для различных условий, на входе в каскад также был установлен одноэлементный ГВА (тип 55П15) (рисунок 1). Сигнал TTL от OPT1 также использовался для фазовой синхронизации этих данных. Сигналы оптических датчиков, импульсы HWA и PIV дискретизировались с помощью платы сбора данных DAQ NI с частотой дискретизации 6,3 кГц.

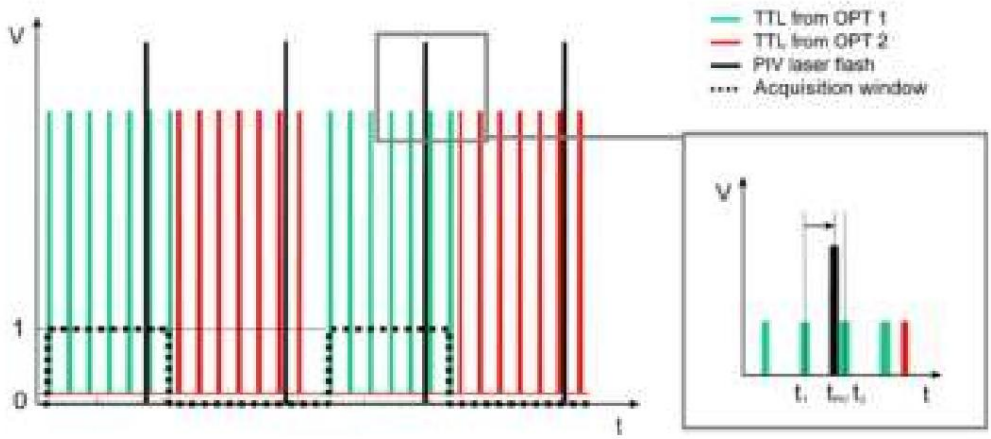


Рисунок 3. TTL-сигналы и процедура фазировки.

2.2. Обработка данных. Для

количественной оценки влияния изменения частоты и коэффициента расхода на эффективность каскада был проведен анализ гидродинамических потерь . В уравнении энергии среднего потока потери связаны с вязкой диссипацией Dvisc и турбулентной кинетической энергией с точки зрения PTKE , указанными в уравнении (2) и уравнении (3) соответственно. Для ясности, Ui указывает i-ю составляющую средней по времени скорости, тогда как ui указывает th i- компоненту пульсирующей скорости. Вязкий член представляет собой вклад в генерацию энтропии за счет работы сдвига (см., например, [10]) и зависит только от средневременного градиента скорости потока, в то время как производство турбулентной кинетической энергии также связано с флуктуирующим полем скорости. В частности, образование турбулентности происходит там, где главное направление рейнольдсовых напряжений и тензор средней деформации потока совпадают [3]. Поскольку интеграл этих двух членов в контрольном объеме дает общие потери давления от входа до выхода измерительной области [6], можно определить коэффициент потерь ω , чтобы количественно оценить общие гидродинамические потери, возникающие в объеме. Ω , как в уравнении (4), где pref — опорное динамическое давление на выходе.

ω

Machine Translated by Google

каскада. В настоящей работе контрольным объемом считается вся область, обрамляемая камерами .

$$Двиск = \nu \left(\frac{dUi}{dxj}\right)^2 \quad (2)$$

$$PTKE = uiuj \frac{dUi}{dxj} \quad (3)$$

$$\omega = \frac{\int_{Ом} \rho Dviscd\Omega + pre}{f} \frac{\int_{Ом} \rho PTKEd\Omega \, pre}{f} \quad (4)$$

После оценки влияния на потери из-за изменения параметров POD был применен для глубокого анализа механизмов, ответственных за возникновение потерь в различных случаях потока. Как обсуждалось в предыдущих работах (см., например, [8]), POD предоставляет тройку информации: собственные значения λ (k), собственные векторы χ (k) и моды POD (k).

. Каждый режим POD способен улавливать определенную пространственную структуру потока, относительный собственный вектор φ обеспечивает ее временную эволюцию, а относительное собственное значение выражает соответствующее содержание энергии. В настоящей работе POD применялся на разных фазах периода следа для отслеживания эволюции структуры течения в процессе взаимодействия следа с пограничным слоем. С этой целью снимки PIV были разделены на 6 интервалов, равномерно распределенных по времени. Количество временных интервалов было определено для того, чтобы сохранить по меньшей мере около 300 снимков для каждого фазового интервала, обеспечивая таким образом сходимость первых мод POD низкого порядка (наиболее энергичных), как описано в Lacarelle et al. [11]. Затем производство турбулентной кинетической энергии оценивалось для каждого режима POD на фазу. Это позволяет нам выявить структуры потоков, ответственные за производство потерь, и выяснить, где в основном возникают потери. С этой целью напряжения Рейнольдса выражаются в пространстве POD согласно уравнению (5), где k указывает индекс режима.

$$ПТКЭ (к) = \int_{Дом} \lambda (k)\varphi i (k)\varphi j (k) \frac{dUi}{dxj} \quad (5)$$

3. Результаты

3.1. Измерения HWA

Данные фазовой синхронизации, измеренные на входе в каскад с HWA, представлены на рисунке 4 для четырех исследованных условий. График вверху показывает скорость с синхронизацией по фазе, а нижний график показывает интенсивность турбулентности с синхронизацией по фазе.

Что касается случая C1 (синие линии), на графиках показаны четыре периода прохождения следа. Приходящие следы едва заметны на графике скорости, но более четко их можно идентифицировать по пикам интенсивности турбулентности. Причину, по которой следы не проявляются как дефекты скорости, можно объяснить, глядя на эскизы, представленные на рисунке 5. Динамика следов на входе в каскад здесь схематически представлена треугольниками скоростей, где c1 — абсолютная скорость потока, u — скорость стержня, а w1 — относительная скорость потока. Течение внутри следа медленнее окружающего потока, поэтому развивается с меньшей скоростью w1w. Объединив его со скоростью стержня, можно получить абсолютную скорость потока внутри следа c1w . На рисунке слева треугольники рассчитаны для φ = 0,6 (случаи C1 и C2). В результате модули невозмущенной абсолютной скорости (c1) и скорости внутри следа (c1w) очень похожи. По этой причине следы в случае C1 почти не видны на графике скорости на рисунке 4. Это также происходит и для случая C2 (черная линия), поскольку он характеризуется тем же коэффициентом потока, что и случай C1. При этом в случае C2 приведенная частота уменьшается вдвое по сравнению со случаем C1. Следовательно, расстояние между двумя последовательными пиками на графике интенсивности турбулентности увеличивается вдвое и можно наблюдать только два следа. В промежутках между соседними следами течение невозмущается, как и в установившемся режиме, поэтому интенсивность турбулентности сбрасывается практически до интенсивности входной однородной турбулентности набегающего потока, налагаемой

Machine Translated by Google

сетка, генерирующая турбулентность (около 6%). С другой стороны, случай C3 (зеленая линия) демонстрирует влияние изменения коэффициента расхода. Действительно, приведенная частота такая же, а коэффициент расхода вдвое меньше, чем в случае C1. Динамику входящих следов теперь отображает рисунок справа на рис. 5, полученный для φ = 0,3. Скорость стержня увеличивается в два раза и, следовательно, модуль скорости внутри следа (c1w) становится больше модуля невозмущенной скорости (c1). Таким образом, следы видны на графике скорости, полученном на основе одноэлементных измерений HWA, в виде пиков, что совершенно иная ситуация по сравнению с классическими лопастями LPT, где хорошо известно, что следы выше по потоку рассматриваются как дефект скорости (см., например, работа Прайснера и др. [12]). Это связано с малым абсолютным углом потока в сочетании с низким значением коэффициента расхода, характеризующего работу такого рода высокоускоренных профилей турбин.

Глядя на график интенсивности турбулентности, следы появляются с более высоким и широким пиком, чем в предыдущих случаях. Тем не менее, расстояние между двумя последовательными пиками такое же, как и в случае C1, поскольку приведенная частота такая же. Наконец, случай C4 (красная линия), характеризующийся высокой приведенной частотой и низким коэффициентом расхода, демонстрирует комбинированный эффект изменения обоих параметров. Согласно предыдущим наблюдениям, на графике можно наблюдать большее количество следов. Общая интенсивность турбулентности выше, поскольку поток постоянно возмущается следами, и, что интересно, между соседними следами можно наблюдать любую невозмущенную область потока, поскольку они схлопываются и сливаются вместе. Это окажет большое влияние на механизмы генерации пот

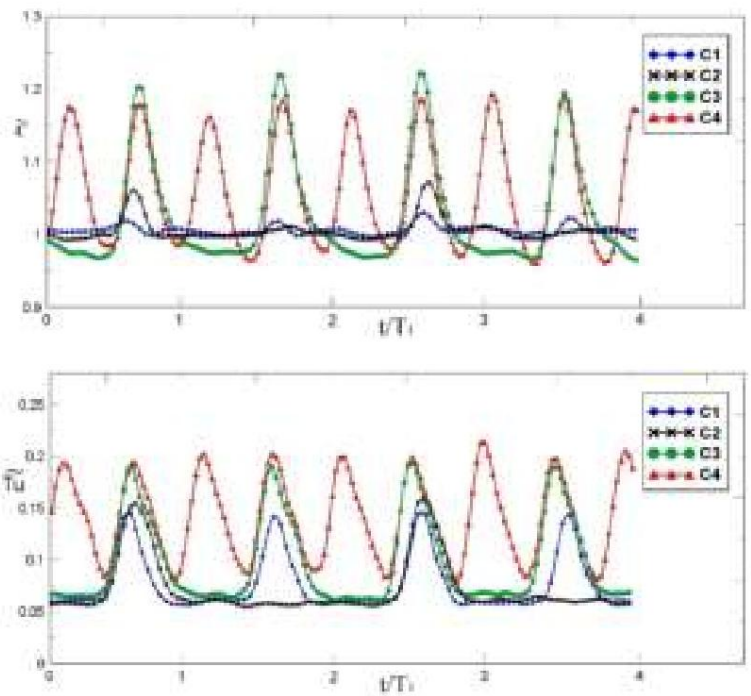


Рис. 4. Распределения фазовой скорости c и интенсивности Tu фазовой турбулентности .

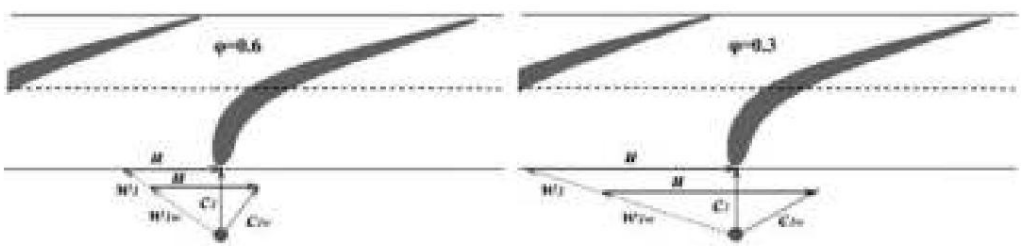


Рис. 5. Эскизы динамики следа при различных коэффициентах расхода.

Machine Translated by Google

3.2. Среднее по времени и фазовое распределение

Поле средневременного потока примерно представлено на рисунке 6 для случая C1. Контурный график представляет продольную составляющую скорости U, а серая линия показывает толщину пограничного слоя. Векторы скорости (U,V) также накладываются на график (показан один из восьми векторов для улучшения читаемости графика). На графике видно, что пограничный слой непрерывно развивается, без выделения какой-либо области течения, от положения пика скорости до задней кромки лопатки. В передней части измерительной области (камера слева) пограничный слой остается очень тонким, тогда как в задней части диффузионной области, захватываемой правой камерой, он значительно вырос.

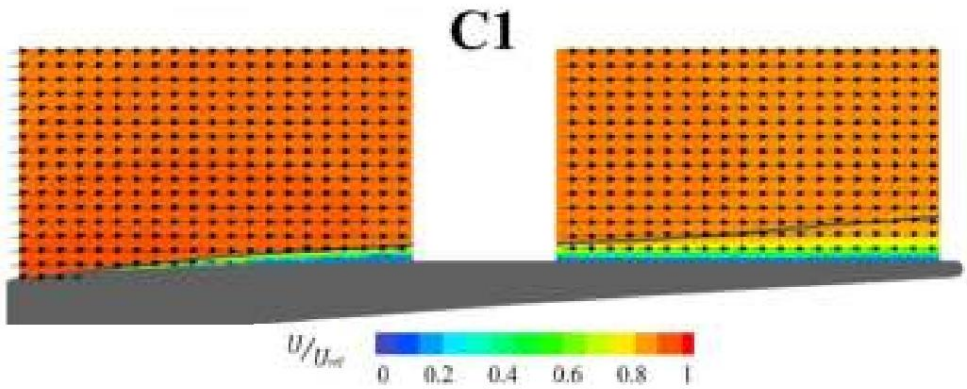


Рисунок 6. Векторы средней по времени скорости в случае C1. Контур продольной компоненты скорости U. Серая линия представляет толщину пограничного слоя.

Уменьшение изменения частоты и коэффициента расхода изменяет эволюцию пограничного слоя. На рис . 7 показано распределение толщины пограничного слоя относительно хорды лопатки на графике слева. Он был рассчитан непосредственно по PIV-снимкам с оценочной точностью $\delta/C = \pm 0{,}75 \times 10^{-3}$, что соответствует ±2,5% его значения на задней кромке в случае C1, где профиль скорости пограничного слоя решается с помощью 16 точки измерения . Максимальный рост пограничного слоя наблюдался в случаях C1 и C4, при этом максимальная толщина $\delta/C = 0{,}027$ на задней кромке лопатки, а минимальная толщина наблюдалась в случае C2 ($\delta/C = 0{,}022$ на задней кромке лопатки). край). С другой стороны, на рис. 7 представлено распределение толщины импульса, нормированное на его максимал
Оно было получено с использованием правила трапеций для интегрирования дефекта скорости с расчетной результирующей точностью на задней кромке ±8%. Толщина импульса демонстрирует аналогичные тенденции по отношению к толщине пограничного слоя: значения в случае C4 выше, чем в случае C1. Поскольку последний параметр обычно связан с потерями в пограничном слое, более высокие потери ожидаются в случае C4, характеризующемся высокой приведенной частотой и низким коэффициентом расхода.

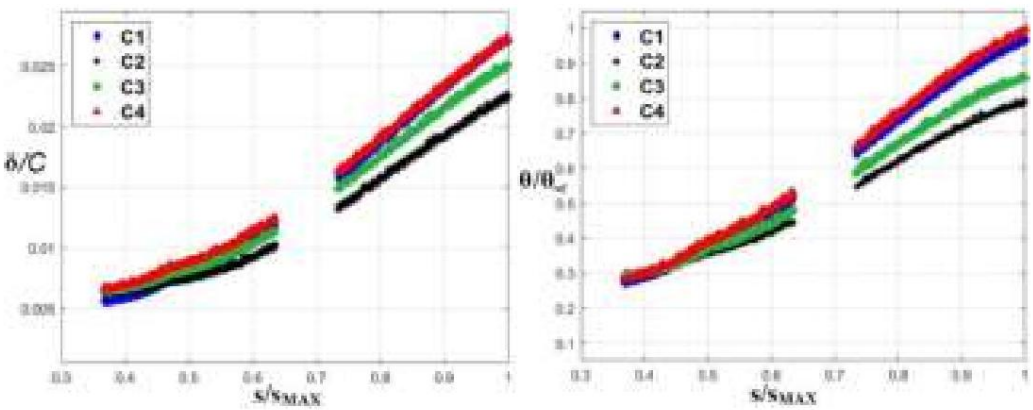


Рис. 7. Толщина пограничного слоя δδ и толщина импульса θθ вдоль стороны всасывания.

Machine Translated by Google

Чтобы лучше понять механизмы перехода, вызванные восходящим следом, на рисунке 8 показана синхронизированная по фазе эволюция толщины импульса и фактора формы для различных случаев течения. Графики расширены на три периода прохождения следа для случая C1. Отчетливо фиксируется прерывистый характер пограничного
В частности, что касается верхнего левого графика (толщина импульса, случай C1), желто-красные полосы связаны с увеличением толщины импульса вследствие прохождения следа.
Действительно, как поясняется в [5], течение на задней границе следа подвергается сильному торможению, что приводит к увеличению толщины импульса. Когерентно, коэффициент формы (случай C1) уменьшается со значения в пределах 2,5, типичного для ламинарного состояния до появления следа, примерно до 1,8 как следствие индуцированного перехода, о чем свидетельствуют синие полосы, наблюдаемые после s. / cMAKC = 0,6. Стоит отметить , что переход локально индуцируется прохождением следа, что способствует турбулентному состоянию.
Однако в этих рабочих условиях никогда не достигается полностью турбулентный режим, обычно определяемый значениями H12 = 1,4 .

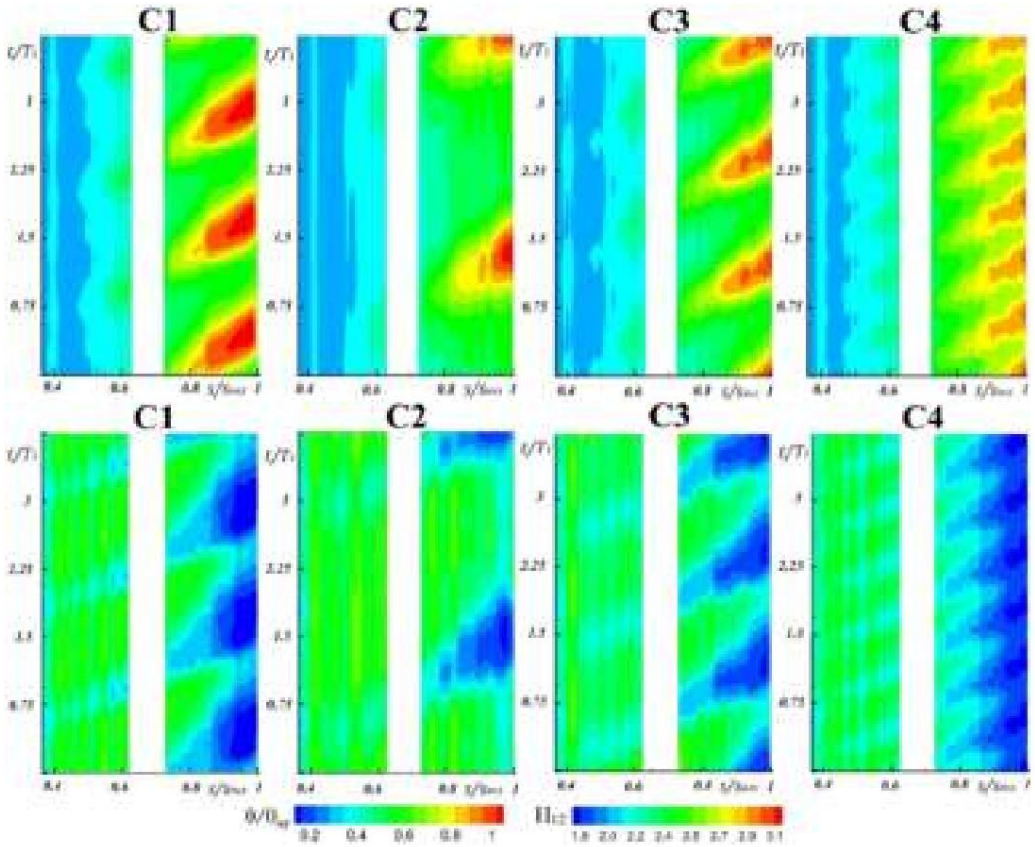
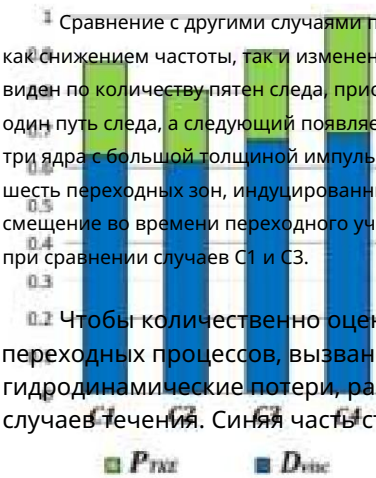


Рисунок 8. Пространственно-временные диаграммы толщины импульса θθ и фактора формы H12.

Сравнение с другими случаями потока позволяет напрямую визуализировать эффекты, вызванные как снижением частоты, так и изменением коэффициента потока. Эффект пониженной частоты хорошо виден по количеству пятен следа, присутствующих на графике. В случае C2 может быть распознан только один путь следа, а следующий появляется только в конце оси ординат. В случаях C1 и C3 можно наблюдать три ядра с большой толщиной импульса и низким коэффициентом формы, а в случае C4 можно наблюдать шесть переходных зон, индуцированных следом. Изменение коэффициента расхода ответственно за смещение во времени переходного участка, вызванного следами вверх по течению, что можно наблюдать при сравнении случаев C1 и C3.

Чтобы количественно оценить влияние потерь из-за наблюдаемых различных переходных процессов, вызванных следами, на рисунке 9 представлены гидродинамические потери, рассчитанные в области измерения PIV для различных случаев течения. Синяя часть столбцов связана с вкладом вязкого члена, а зеленая часть предс



Machine Translated by Google

члена производства турбулентной кинетической энергии. Данные масштабируются с учетом максимального значения потерь. Наибольшие потери возникают в случае C4 при высокой приведенной частоте и низком коэффициенте расхода. Это связано с большим количеством следов, вызывающих более быстрый переход, что приводит к большей толщине импульса и, в то же время, к большему производству турбулентной кинетической энергии. Для случаев C1 и C3 характерны схожие потери, хотя толщина импульса на задней кромке в случае C1 была несколько выше, чем в случае C3. В то же время на рис. 8 показана аналогичная динамика переходного процесса , вызванного следами, которая оказалась лишь сдвинутой во времени. С другой стороны, случай C2 явно демонстрирует наименьшие потери из-за меньшего снижения частоты в соответствии с меньшим количеством турбулентных пятен, наблюдаемых на рисунке 8. Стоит отметить, что основные различия возникают преимущественно из-за разной величины процесса производства турбулентной кинетической энергии (зеленые столбцы). Действительно, турбулентная кинетическая энергия, возникающая в случае C2, на 40% ниже, чем в случае C4, а различия между вязкими членами менее выражены и близки к неопределенности их измерения. По этой причине в следующей главе с помощью POD анализируется глубокое обсуждение производства турбулентной кинетической энергии в различных случаях. θ

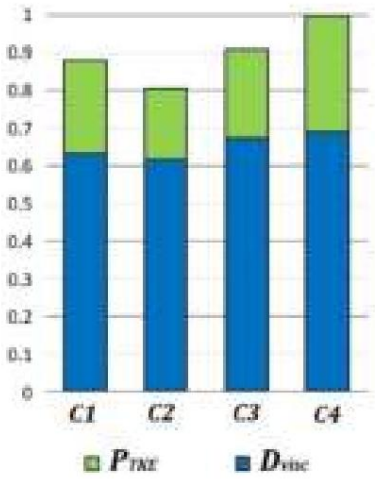


Рисунок 9. Количественная оценка различных вкладов потерь в четырех случаях потока.

3.3. Анализ POD

Режимы POD на разных стадиях представлены на следующих рисунках, чтобы идентифицировать основные структуры потока, переносимые восходящими следами, и то, как они взаимодействуют с пограничным слоем для различных случаев. Сообщается также, что производство турбулентной кинетической энергии в каждом режиме POD подчеркивает механизмы, приводящие к изменению потерь , изображенному на рисунке 9. На рисунке 10 представлено векторное представление первого режима POD, рассчитанное при t/T = 0,00, t/T = 0,33 и t/T = 0,67 (слева) и две типичные моды более высокого порядка, представляющие флуктуации более мелкого масштаба, переносимые следами (справа) для случая C1. Уровни цвета отображают турбулентную кинетическую энергию, создаваемую соответствующим режимом POD, а зеленые линии, наложенные на график, указывают толщину пограничного Предыдущие приложения уже показали способность первого режима POD захватывать детерминированную часть флуктуирующего поля (см., например, [13–15]), идентифицируя след как отрицательную струю и показывая два крупномасштабных вихря, называемых Q1 и Q2 в литературе (см., например, [4]) закреплены за передней и задней границами следа.
Здесь применение POD на разных фазах периода прохождения следа также дает возможность проследить временную эволюцию этих детерминированных структур, просто рассматривая первый режим POD для разных фаз. Судя по рисунку 10, след покидает область измерения при t/T = 0,00, а вращающийся по часовой стрелке вихрь Q2, прикрепленный к задней границе следа, виден в области, захваченной правой камерой. Его прохождение вызывает сильное торможение в область пограничного слоя, ответственное за производство турбулентной кинетической энергии (желто-красный контур на графике). Впоследствии, в

Machine Translated by Google

t/T = 0,33 след полностью вышел из прохода лопасти (справа видна только последняя часть вынужденного торможения), а новый след входит в левую часть области. Левая камера ясно показывает отрицательную струю и вращающийся против часовой стрелки вихрь Q1. При t/T = 0,67 след проходит в зазоре между двумя камерами, и вихри Q1 и Q2 можно наблюдать на правой и левой камерах соответст
Пограничный слой теперь подвергается ускорению, вызванному вихрем Q1. В 3-й моде POD при t/T = 0,00 наблюдаются структуры, формирующиеся внутри пограничного слоя в задней части стороны всасывания при прохождении вихря Q2. Области интенсивного производства турбулентной кинетической энергии можно определить по желто-красным областям, где величина векторов выше. С другой стороны, 2-я мода POD при t/T = 0,67, связанная со структурами пограничного слоя непосредственно перед появлением следа, демонстрирует ограниченное производство турбулентной кинетической энергии, что позволяет предположить, что производство потерь усиливается только после прохождения центральной линии следа.

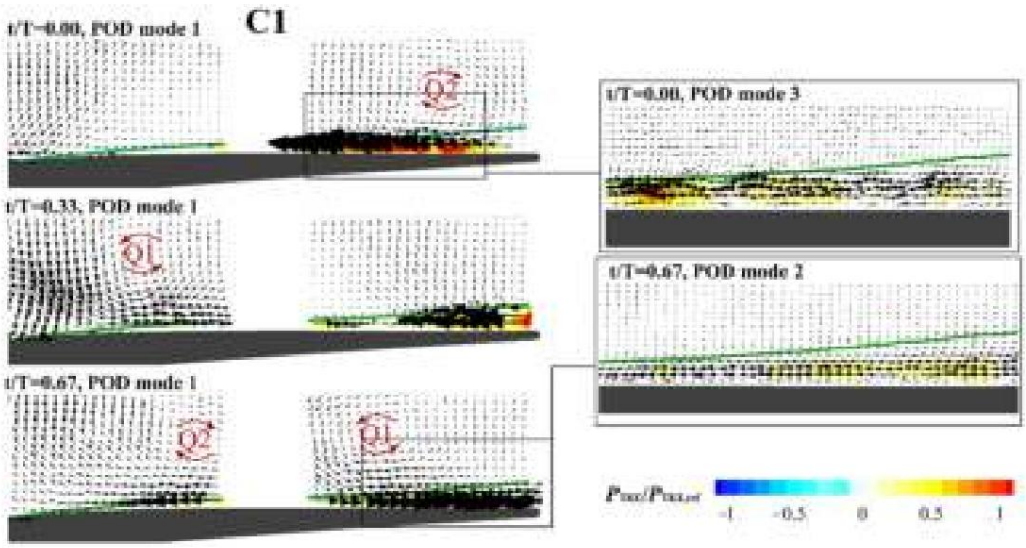


Рисунок 10. Примеры режимов POD на разных фазах для случая потока C1 (f $^{+}$ = 1,2, φ = 0,6). Контурные графики сообщают производство турбулентной кинетической энергии на режим.

На рисунке 11 показаны аналогичные режимы POD для случая C2. По отношению к предыдущему условию след может наблюдаться при t/T = 0,00, он покидает лопасть при t/T = 0,33, а при t/T = 0,67 поток совершенно невозмущен вследствие нижнего пониженная частота, характеризующая этот случай. Отрицательная струя и связанные с ней вихри кажутся больше, но вызванные ею колебания имеют небольшую величину. Кроме того, в этом случае турбулентная кинетическая энергия в основном создается в области торможения, возникающей сразу после прохождения следа, что видно при t/T = 0,33, если смотреть как на 1-ю моду (правая камера), так и на 3-ю моду (деталь на задней части всасывающей стороны). Режим 3 при t/T = 0,00 показывает ограниченное производство турбулентной кинетической энергии, когда пограничный слой невозмущен, что еще раз подтверждает, что производство потерь усиливается сразу после прохождения отрицательной струи. Именно из-за наличия больших невозмущенных площадей (см., например, t/T = 0,67) общее производство турбулентной кинетической энергии ниже, чем в предыдущем случае.

Влияние коэффициента потока на структуры, захваченные POD, можно обсудить, сравнивая рисунок 12 (случай C3) с рисунком 10 (случай C1). Сравнение первой моды при t/T = 0,00 для случая C3 и первой моды при t/T = 0,33 для случая C1 показывает, что след входит в область измерения с более тангенциальным наклоном при низком коэффициенте расхода. Глядя на t/T = 0,33 для случая C3 и t/T = 0,67 для случая C1, когда след проходит в зазоре между двумя камерами, можно также отметить, что вихри Q1 и Q2 растянуты в направление оттока при низком коэффициенте расхода. В дальнейшем при t/T = 0,67 след взаимодействует с задней частью стороны всасывания, а последующий след

Machine Translated by Google

появляется слева. Следовательно, что касается случая C1, движение следа сдвинуто по фазе вследствие различной траектории следа, связанной с коэффициентом потока, в то время как частота входящего следа остается той же. Третий режим при t/T = 0,67 снова улавливает торможение, вызванное в пограничном слое, ответственном за производство высокой турбулентной кинетической энергии, как и в предыдущих случаях. Интересно, что 2-я мода при t/T = 0,67 также демонстрирует немалое количество турбулентной кинетической энергии, вырабатываемой Это происходит на передней границе следа, где отрицательная струя переносит более мелкомасштабные колебания в пограничный слой, как наблюдали Беррино и др. В работе [16] именно в этой области была измерена высокая интенсивность турбулентности.

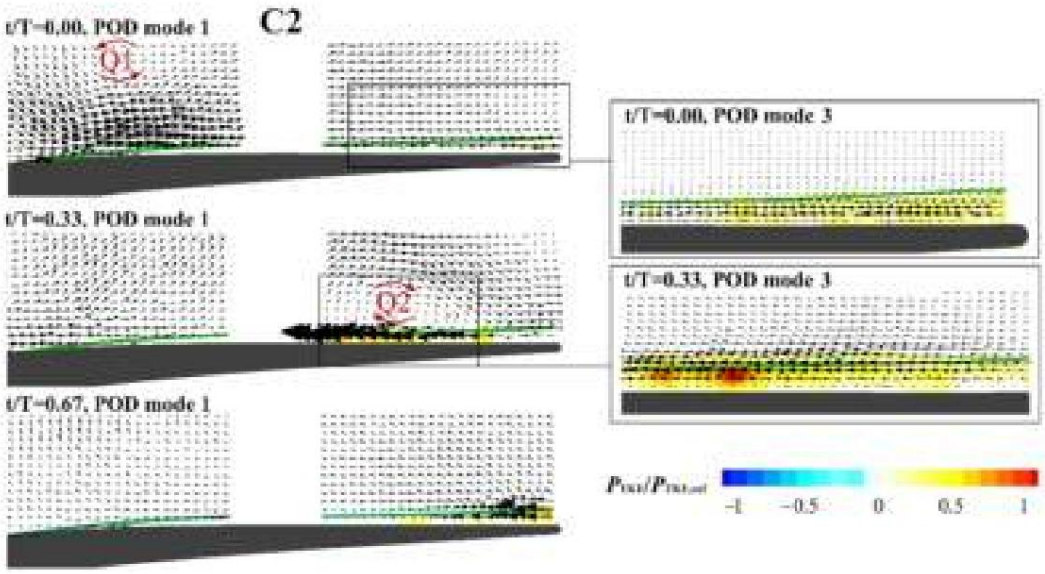


Рисунок 11. Примеры режимов POD на разных фазах для случая потока C2 (f $^{+}$ = 0,6, φ = 0,6). Контурные графики сообщают производство турбулентной кинетической энергии на режим.

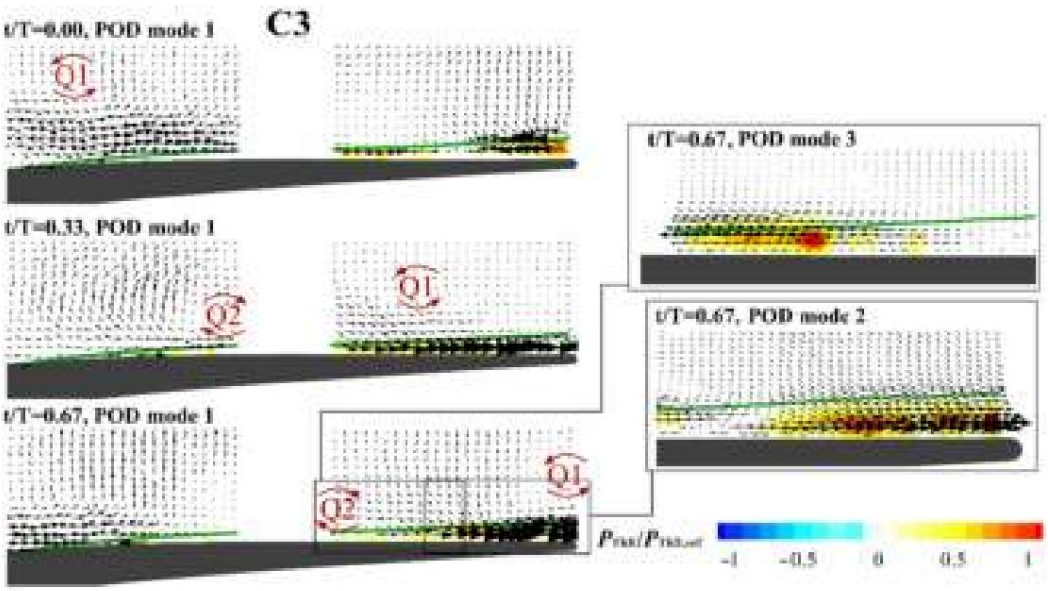


Рисунок 12. Примеры режимов POD на разных фазах для случая потока C3 (f $^{+}$ = 1,2, φ = 0,3). Контурные графики сообщают производство турбулентной кинетической энергии на режим.

Случай потока C4, характеризующийся высокой приведенной частотой и низким коэффициентом потока, представлен на рисунке 13. Первый режим POD одновременно представляет собой два различных отрицательных струйных движения, связанных с двумя последовательными следами. При t/T = 0,00 струи хорошо

Machine Translated by Google

в центре двух камер. Вихри Q1 и Q2 кажутся явно меньшими и более искаженными, чем в предыдущих случаях, вероятно, из-за сильного взаимодействия с предыдущим/последующим следом. Турбулентная кинетическая энергия вырабатывается на каждой фазе в пограничном слое. Третий режим при t/T = 0,33 демонстрирует очень высокое производство турбулентной кинетической энергии на задней кромке лопатки вследствие вихревых эффектов Q2. Третий режим при t/T = 0,67 демонстрирует область ускорения над областью торможения, что снова приводит к образованию высокой турбулентной кинетической энергии.

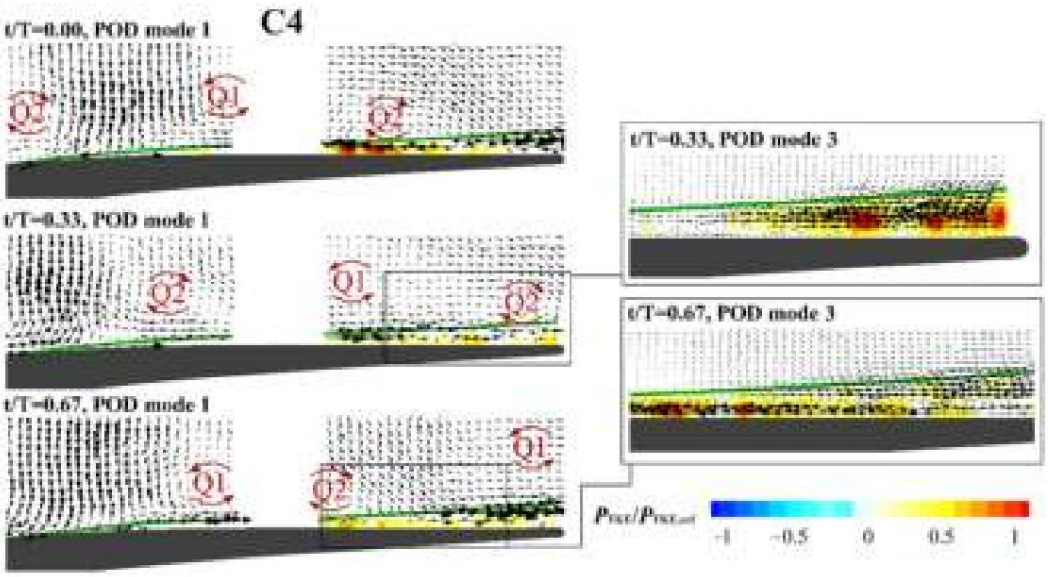


Рисунок 13. Примеры режимов POD на разных фазах для случая потока C4 (f $^{+}$ = 2,4, φ = 0,3). Контурные графики сообщают производство турбулентной кинетической энергии на режим.

Исследование режимов ПОД показало, что турбулентная кинетическая энергия в основном образуется при прохождении крупномасштабных вихрей в диффузионной части пограничного слоя. В частности, замедления, вызванные вихрем Q2, связаны с высокими потерями производства. С другой стороны, производство потерь уменьшается в невозмущенных областях до прихода очередного следа. Следовательно, дифференциация потерь между вариантами потока в основном обусловлена пониженной частотой. При низкой пониженной частоте большие площади невозмущенного потока вызывают меньшие потери, тогда как при высокой пониженной частоте непрерывное действие последовательных вихрей приводит к более высоким потерям. С другой стороны, влияние коэффициента расхода на общие потери трудно выделить. Действительно, несмотря на различную траекторию следа и различную форму вихрей, производство турбулентной кинетической энергии в случаях C1 и C3 очень похоже.

4. Выводы

Детальный анализ процесса взаимодействия следа и пограничного слоя проведен посредством измерений PIV в задней части всаса высокоускоренного каскада LPT. Были исследованы четыре режима течения с различной приведенной частотой и коэффициентом расхода . Характеристика входящего следа на входе в каскад выявила различную динамику, вызванную изменением коэффициента расхода. Интересно, что в рассмотренных условиях течения следы не могут быть идентифицированы как дефекты скорости, как в классических каскадах LPT, а в основном как пики турбулентной интенсивности. Действительно, небольшой абсолютный угол потока и низкий коэффициент потока, характеризующие работу высокоускоренных профилей, вызывают особую динамику, при которой поток внутри следа оказывается равным или немного быстрее окружающего потока.

Анализ полей течения показал различное производство потерь: более высокие потери при низком коэффициенте расхода и высокой пониженной частоте вследствие более быстрого переходного процесса, вызванного наступающими следами. Изменение потерь между вариантами расхода

Machine Translated by Google

возникло главным образом за счет турбулентного производства кинетической энергии; таким образом, POD был применяется для исследования основных структур течения в пограничном слое следа. процесса взаимодействия и обсудить их вклад в образование потерь. Первый ПОД мода на разных фазах описала детерминированную часть колебаний, в том числе отрицательная струя и крупномасштабные вихри на границах следа. Сниженная частота влияет на размеры вихрей. Они больше при низкой пониженной частоте, в то время как коэффициент текучести действует на их форму, вызывая растяжение в направлении оттока при низких коэффициент потока. Вместо этого моды более высокого порядка показали колебания, индуцированные внутри пограничный слой. Турбулентная кинетическая энергия в основном создается за счет замедлений наводится сразу после прохождения следа, а в невозмущенном потоке уменьшается регионы между соседними следами. Таким образом, вариация потерь в разных случаях равна в основном за счет эффекта пониженной частоты, определяющей популяцию сооружений в период прохождения следа.

Вклад автора: концептуализация, DL и DS; курирование данных, EC, AN, DP, MU и ПЗ; методология, DS и DL; письменная – подготовка оригинального проекта, ИК, АН, ДП, МУ и ПЗ; написание-рецензирование и редактирование, ИК, АН, ДП, МУ и ПЗ; надзор, ДЛ и ДС Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Компания «АвиоАэро» изначально основала буровую установку.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы выражают благодарность компании «АвиоАэро» за финансирование проекта. каскадные тесты.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; при сборе, анализе или интерпретации данных; при написании рукописи. Спонсоры одобрили публикацию рукописи.

Сокращения

В рукописи использованы следующие сокращения:

Re	Число Рейнольдса [c2C/ν]
$ж^+$	пониженная частота [(u/S)/(c2/C)]
φ	коэффициент расхода [c1,ax/u]
c	абсолютная скорость потока
C	хорда лезвия
ДФ	коэффициент диффузии [(cpeak cte)/cte]
Дс	скорость диффузии [DF/(sdec stot)]
c	координата вдоль всасывающей стороны лезвия
C	шаг бара
т	время
T	период пробуждения
Вт	интенсивность турбулентности
ты	скорость штанги
VR	отношение скоростей [cos (α1)/cos (α2)]
ш	относительная скорость потока
α	каскадные углы
ρ	плотность
ν	кинематическая вязкость
Индексы	
топор	каскад в осевом направлении
ссылка	эталонное значение
те	задняя кромка
1,2	входная/выходная часть каскада

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Ву, Х.; Дурбин, П.А. Доказательства продольных вихрей, возникших из-за искаженных следов в проходе турбины. Дж. Гидромеханика. 2001, 446, 199–228. [Перекрестная ссылка]
2. Микеласси, В.; Чен, Л.-В.; Пихлер, Р.; Сандберг, Р.Д. Прямое численное моделирование сжимаемости турбин низкого давления — часть II: Влияние нарушений притока. Я. Турбомах. 2015, 137, 071005. [CrossRef]
3. Стигер, РД; Ходсон, Х.П. Нестационарное развитие турбулентного следа в нисходящем канале турбины низкого давления. Я. Турбомах. 2005, 127, 388–394. [Перекрестная ссылка]
4. Гомпертц, К.А.; Бонс, Дж. П. Комбинированные нестационарные следы и активное управление потоком на профиле турбины низкого давления. Дж. Пропуль. Власть 2011, 27, 990–1000. [Перекрестная ссылка]
5. Стигер, РД; Ходсон, Х.П. Переходный механизм высоконагруженных лопаток турбин низкого давления. Я. Турбомах. 2004, 126, 536–543. [Перекрестная ссылка]
6. Ленгани, Д.; Симони, Д.; Пихлер, Р.; Сандберг, РД; Микеласси, В.; Бертини, Ф. Об идентификации и разложении нестационарных потерь в турбинном каскаде. Я. Турбомах. 2019, 141, 031005. [CrossRef]
7. Микеласси, В.; Чен, Л.; Пихлер, Р.; Сандберг, Р.; Бхаскаран, Р. Высокоточное моделирование турбин низкого давления: влияние коэффициента расхода и пониженной частоты на потери. Я. Турбомах. 2016, 138, 111006. [CrossRef]
8. Ленгани, Д.; Симони, Д.; Пихлер, Р.; Сандберг, Р.; Микеласси, В.; Бертини, Ф. Идентификация и количественная оценка потерь в LPT каскад по POD применяется к данным LES. Межд. J. Поток теплоносителя 2018, 70, 28–40. [Перекрестная ссылка]
9. Фунадзаки, К.-И.; Мураками, Д.; Окамура, Ю. Параметрические исследования аэродинамических характеристик различных типов профилей турбин НД для авиационных двигателей под воздействием периодических следов и турбулентности набегающего потока. В материалах ASME Turbo Expo 2019: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.
10. Дентон Дж. Д. Механизмы потерь в турбомашинах. Я. Турбомах. 1993, 115, 621–656. [Перекрестная ссылка]
11. Лакарель, А.; Фаустманн, Т.; Гринблатт, Д.; Пашерайт, Колорадо; Леманн, О.; Люхтенбург, DM; Ноак, Б.Р. Пространственно-временная характеристика поля потока конического завихрителя при сильном воздействии. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2009, 131, 031504. [CrossRef]
12. Прайснер, Т.Дж.; Кларк, JP; Нэш, ТК; Райс, MJ; Гровер, Э.А. Влияние на производительность из-за смешивания следа в турбомах с осевым потоком. производство. В материалах ASME Turbo Expo 2006, Барселона, Испания, 11 мая 2006 г.; стр. 1821–1830.
13. Ленгани, Д.; Симони, Д.; Нильберто, А.; Убалди, М.; Зунино, П.; Бертини, Ф. Синхронизация данных многоплоскостных измерений с помощью средства ПОД: Применение к нестационарному переходу пограничного слоя. Эксп. Жидкости 2018, 59, 184. [CrossRef]
14. Легран, М.; Ногейра, Дж.И.; Лекуона, А. Временная реконструкция потока на основе данных с неразрешенным временем, часть I: Математические основы менталитет. Эксп. Жидкости 2011, 51, 1047–1055. [Перекрестная ссылка]
15. Легран, М.; Ногейра, Дж.И.; Татибана, С.; Лекуона, А.; Наури, С. Временная реконструкция потока на основе данных с неразрешенным временем, часть II: Практическая реализация, проверка методологии и приложения. Эксп. Жидкости 2011, 51, 861–870. [Перекрестная ссылка]
16. Беррино, М.; Ленгани, Д.; Симони, Д.; Убалди, М.; Зунино, П. POD Анализ нестационарного взаимодействия следа и пограничного слоя в лопастном каскаде LPT. В материалах 11-й Европейской конференции по турбомашинам, гидродинамике и термодинамике, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Течение и засасывание в полости турбинного диска под Условия с доминированием вращения

Анна Брю Реверт 1,*, Пол Ф. Бирд [2] и Джон В. Чу 3

1 Rolls-Royce plc, а/я 3, Бристоль BS34 7QE, Великобритания
2 Оксфордский институт терможидкостей, Оксфордский университет, Oxford OX2 0ES, Великобритания; paul.beard@eng.ox.ac.uk
3 Thermo-Fluid Systems UTC, Университет Суррея, Гилфорд GU2 7XH, Великобритания; j.chew@surrey.ac.uk * Адрес для переписки: anna.brurevert@rolls-royce.com

Аннотация: На Оксфордском роторном заводе было проведено исследование засасывания горячего газа, вызванного эффектом дисковой накачки в уплотнении желоба. Измерения среднего давления, нестабильного давления и концентрации газа регистрировались и анализировались в различных условиях эксплуатации. Изучена чувствительность среднего коэффициента давления в полости, частотных спектров нестационарных давлений и эффективности уплотнения к изменяющимся условиям продувочного потока, потока в затрубном пространстве, скорости диска ротора и зазора уплотнения . При установившемся давлении обнаружено развитие двух вихрей в полости, вызванное резким изменением геометрии стенки статора. Увеличенный сдвиг на границе между этими двумя вихрями усилил нестационарную активность в этом месте. Добавление основного потока улучшило герметичность желоба при определенных условиях эксплуатации. Возбуждение дополнительных частот при введении осесимметричного затрубного потока предполагает сложное взаимодействие между затрубным и продувочным потоками.

Ключевые слова: уплотнение обода; проглатывание; дисковый пампинг-эффект; турбина; производительность уплотнения; неустойчивый

Цитирование: Брю Реверт, А.; Борода, ПФ; Чью, Дж. У. Поток и заглатывание в полости турбинного диска в условиях доминирования вращения. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 29. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030029 .

Академический редактор: Эмиль Геттлих

Поступила: 18 мая 2021 г.
Принято: 13 июля 2021 г.
Опубликовано: 20 июля 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и условия Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Десятилетия исследований в области засасывания горячего газа указывают на то, что дисковая перекачка, асимметрия давления в кольцевом пространстве и, в последнее время, нестабильность потока в уплотнении обода являются основными причинами поступления горячего газа. Эти три механизма изображены на рисунке 1. Попадание высокотемпературного потока из основного газового тракта нежелательно. Диски ротора не имеют термической изоляции, и попадание горячего газа из основного потока может существенно повредить механическую целостность этих сильно нагруженных компонентов и сократить их срок службы. Чтобы этого не произошло, между дисками статора и ротора подается холодный воздух для продувки полости и создания давления в ней. Однако это происходит в ущерб эффективности двигателя. По своей сути извилистое поле потока в области обода турбины создает сложную среду, в которой фундаментальное понимание базовой физики потока становится первостепенным для понимания синергетического эффекта каждого из механизмов, упомянутых выше. Данное исследование сосредоточено на характеристиках уплотнения обода желоба без лопастей и лопастей в кольцевом пространстве, так что ожидается, что засасывание будет происходить под действием вращения. Брю Реверт и др. [1] показали, что этот сценарий актуален для турбин высокого давления при низких коэффициентах расхода.

Расстояние между кольцом статора и диском ротора достаточно для того, чтобы в полости могли развиваться отдельные пограничные слои и турбулентный поток, как установили Дейли и Нисе [2]. Поперечные силы передают угловой момент от вращающегося диска к соседней жидкости, а центробежная сила затем направляет поток радиально к зазору обода Продувочный поток, введенный во внутреннюю область полости, питает пограничный слой на диске ротора. В объеме полости развивается ядро вращающегося невязкого течения, вызывающее градиент давления, который приводит к более низким давлениям в полости, чем в затрубном пространстве. На структуру потока внутри объема полости влияет вход и выход потока через кольцевое уплотнение. Чтобы сбалансировать любое превышение выходного расхода над подаваемым расходом продувочного потока,

Machine Translated by Google

Основной поток из внешней среды может втягиваться в полость через уплотнение обода. После смешения с продувочным потоком во внешней части полости набегающий поток увлекает пограничный слой на диске статора и продвигается радиально внутрь. Смешанный поток в пограничном слое статора проходит в осевом направлении через невязкий сердечник и попадает в пограничный слой ротора .

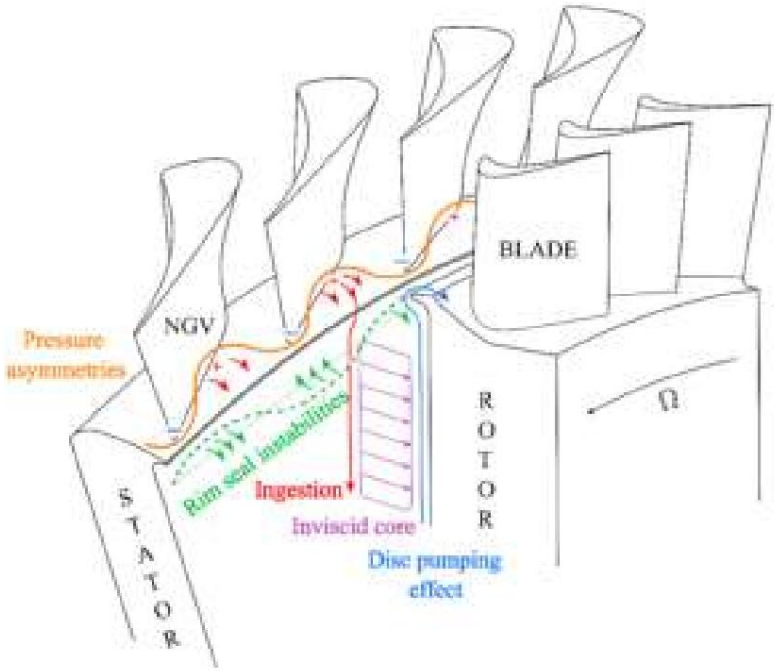


Рисунок 1. Приводные механизмы при всасывании горячего газа.

Первоначальные исследования эффекта дисковой накачки, такие как исследования Бэйли и Оуэна [3], выявили эмпирические корреляции для количественной оценки минимального количества продувочного потока, необходимого для полной герметизации полости. С внедрением метода использования индикаторного газа для изучения засасывания горячего газа стали доступны экспериментальные данные, позволяющие количественно оценить эффективность герметизации. Было изучено несколько геометрических схем ободного уплотнения, и выяснилось, что радиальное уплотнение превосходит осевое. Чу [4] разработал модель отверстия для оценки эффективности уплотнения при доминировании эффекта дисковой накачки. Корреляцию Чу можно адаптировать к различным геометрическим формам уплотнений путем корректировки эмпирической константы k , которая указывает на способность предотвратить проглатывание обода каждой конструкции. Модель подробно описана в уравнении (1), где Um — средняя скорость потока через уплотнение обода, Ω — угловая скорость, a b — радиус диска ротора .

$$\frac{U_{m,min}}{\Omega b} = \frac{0,1214 \cdot k \cdot \varepsilon - 0,1214}{0,8 + 0,02428 \cdot k} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{\frac{\Omega_{об}}{X_м}_м}} \quad \text{для } 0 < U_m < U_{m,min} \text{ для } 0 < \varepsilon < \varepsilon_{м,мин} \qquad (1)$$

(1)

Дальнейшие исследования смоделировали более реалистичные для двигателя сценарии с асимметрией давления в основном газовом тракте и показали, что в засасывании кольцевого потока в области уплотнения обода может преобладать асимметрия вращения или давления, например, Фадке и Оуэн [5]. Позже достижения в вычислительных методах и методах измерений позволили Цао и др. [6] численно и экспериментально выявить крупномасштабные особенности нестационарного потока в полости уплотнения обода, которые также могут преобладать над проникновением горячего газа. Более подробная информация о предыдущей работе представлена в обширных обзорах Scobie et al. [7] и Чу и др. [8].

Результаты исследования эффекта дисковой накачки в полости диска турбины с желобным уплотнением обода представлены в данной статье, расширяющей предварительное исследование Брю Реверта и др. [9]. Эффект асимметрии давления в кольцевом пространстве, создаваемой присутствием газомоторных двигателей в газовом тракте, сравнивается Bru Revert et al. [1] к результатам настоящего исследован

Machine Translated by Google

Эффективность герметизации оценивается на основе замеров давления и значений эффективности герметизации, полученных по показаниям концентрации газа в отсутствие внешнего потока и при аксиально-осесимметричном затрубном потоке. Обсуждается чувствительность этих переменных к изменениям продувочного потока, потока в кольцевом пространстве, скорости диска ротора и зазора уплотнения.

Сначала кратко описывается экспериментальная конфигурация Оксфордской роторной установки, а затем обсуждается поток в полости, основанный на измерениях устойчивого давления. Затем в различных условиях испытаний тщательно анализируется чувствительность эффективности уплотнения и коэффициента давления в полости к скорости диска ротора , продувочному потоку, основному потоку и зазору уплотнения . Краткое изложение основных результатов исследования представлено в заключительном разделе.

2. Экспериментальная

установка Оксфордская роторная установка (ORF) была модифицирована для изучения потоков уплотнения обода, а подробное описание модификаций установки было опубликовано Bru Revert et al. [1]. Для исследования засасывания, вызванного исключительно вращением, газомоторные двигатели и лопасти ротора не были включены в рабочую секцию и, следовательно, асимметрия давления в кольцевом пространстве была устранена. Вместо этого на установке были установлены макеты ротора и статорных дисков (см. рис. 2).

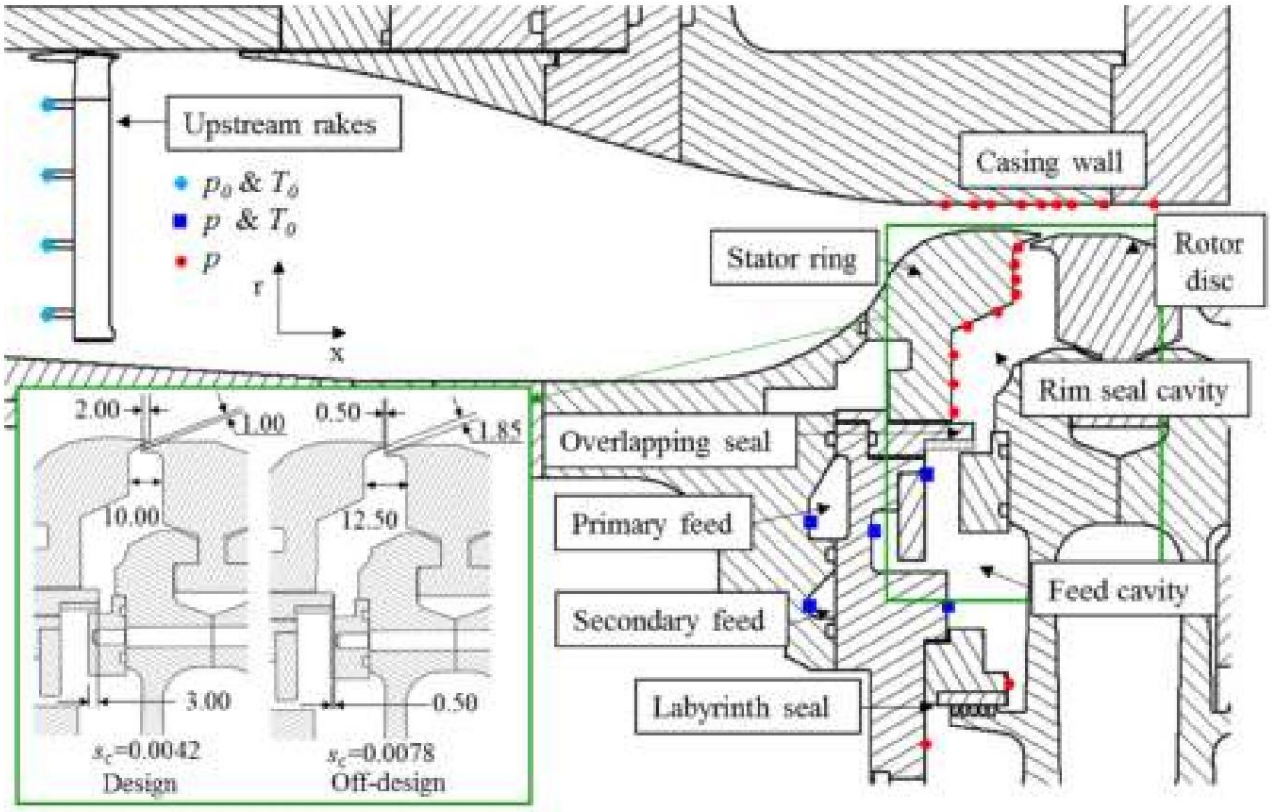


Рис. 2. Продольный разрез установки с приборами.

Был исследован номинальный зазор обода 1 мм. Это было измерено между поверхностями статора и ротора в наклонной области уплотнения обода желоба, что соответствовало перекрытию 2 мм в осевом направлении. Также был изучен увеличенный зазор уплотнения 1,85 мм, представляющий нерасчетное состояние двигателя, при котором может произойти осевое смещение турбины назад. Увеличение зазора было достигнуто за счет введения проставочного кольца между валом и диском ротора. Однако из-за движения диска несущего винта перекрытие было утрачено и заменено осевым смещением на 0,5 мм. Продувочный поток подавался через 60 отверстий диаметром 2,5 мм в первичном питателе с препятствующей поверхностью для предотвращения струйного разбрызгивания. Вторичный канал был доступен, но не использовался.

= 0

Machine Translated by Google

Измерения давления и температуры проводились в стратегических точках рабочей секции для мониторинга условий потока, как показано на рисунке 2. Измерения температуры были получены с помощью термопар с голыми шариками k-типа и открытыми наконечниками (погрешность ±0,45%). Абсолютное давление регистрировалось с помощью датчиков First Sensor CTE8000 (погрешность ±0,1% от полной шкалы), а дифференциальные измерения внутри полости регистрировались с помощью датчиков давления First Sensor BTEM5000 (±0,2% от полной шкалы). . Гребни общего давления и общей температуры были расположены перед рабочей секцией в четырех положениях по окружности, чтобы гарантировать, что основной поток, если он присутствует, был осесимметричным (максимальное отклонение 0,2% от среднего давления четырех гребенок). Аналогично, статическое давление и общая температура регистрировались в системе подачи продувочного потока. Отводы для измерения давления были расположены радиально вдоль стенки статора и использовались для регистрации статического давления, а также для отбора проб концентрации индикаторного газа в полости. Представленные здесь измерения были записаны под углом 97° от верхней мертвой точки по часовой стрелке, если смотреть вниз по течению. Нестационарные давления были получены с помощью датчиков давления серии KuliteTM XCQ-062, установленных в стенке статора в радиальных положениях, эквивалентных положениям устойчивых отводов на рисунке 2, со смещением по окружности 160 . Нестационарные давления регистрировались в те Данные были отфильтрованы после сбора с помощью фильтра Баттерворта с полосой нижних частот.

Для оценки эффективности уплотнения желоба использовался метод индикаторного газа. Пробу газа из полости извлекали и направляли через пневматические трубки в измерительную ячейку газоанализатора, как подробно описано Bru Revert et al. [1]. Многоканальный газоанализатор Signal Group предоставил показания содержания посторонних газов (CO2) в воздушной смеси, которые использовались для определения эффективности герметизации по уравнению (2).

$$\varepsilon = \frac{\text{cstator-cann}}{\text{cpurge-cann}} \quad (2)$$

Было исследовано влияние продувочного массового расхода, скорости диска ротора, размера зазора уплотнения обода и массового расхода в кольцевом пространстве на выходные переменные коэффициента давления в полости Cp и эффективности уплотнения ε. Матрица испытаний приведена в таблице 1. Обратите внимание, что Reax = 0 соответствует отсутствию потока в кольцевом пространстве, хотя в ходе кампании по испытанию эффективности уплотнения слабый осевой поток вентилировал газовый тракт, чтобы избежать накопления CO2 над ободом , приводящего к ложным показаниям. . Осевое число Рейнольдса рассчитано на основе осевой хорды газомоторных двигателей, которые будут размещены в газовом тракте, Cax = 0,034 м, а эквивалентный коэффициент расхода при Re = 3 × 106 составляет Uax/(Ωb) = 0,45.

Таблица 1. Экспериментальная тестовая матрица.

Реакс	Cw	Pe	CK
0	от 800 до 9000	1,5 × 106 2,1 × 106	4,2 × 10–3
2,6 × 105		2,7 × 106 3 × 106	7,8 × 10–3

3. Структура потока в полости B

этом разделе представлена структура потока внутри полости уплотнения обода, когда с учетом эффекта дисковой накачки и подаваемого продувочного потока без затрубного потока.

Радиальные распределения среднего коэффициента давления внутри полости Cp показаны на рисунке 3 при различных условиях эксплуатации при отсутствии внешнего потока. Cp включен как мера силы вихря в полости уплотнения обода, рассчитываемая как разница давлений в самой внутренней точке измерения, доступной в каждом тестовом примере, и безразмерная с использованием динамического напора при скорости обода диска. Радиальное распределение Cp на рисунке 3 указывает на сосуществование двух разных скоростей завихрения во вращающемся ядре полости. Линии, соответствующие вынужденным вихрям на нескольких долях скорости диска (при условии радиального равновесия), представляют вращение вихря и включены для облегчения визуализации. Изменение наклона при r/

Machine Translated by Google

увеличение силы вихря во внешней части полости, следствие резкого изменения геометрии стенки статора. При фиксированной скорости вращения диска ротора увеличение продувки снижает градиент давления в полости. При более низкой скорости продувочного потока результаты для двух разных скоростей ротора практически идентичны. Как показано на рисунке 3, параметр расхода λT = Cw/Re λT = 0,219 отмечает точку, в которой скорость продувочного^{0,8} в этих условиях варьируется от 0,01 до 0,006. Значение потока равна расходу дисковой накачки, заданному Re = решением фон Кармана о вращающемся свободном диске. Кажется, что при более низких значениях λT влияние продувочного потока на поток в полости сильно уменьшилось. Ожидается , что скорость проглатывания также будет меняться в зависимости от λT, и результаты показывают, что влияние проглатывания на средний поток в полости также невелико.

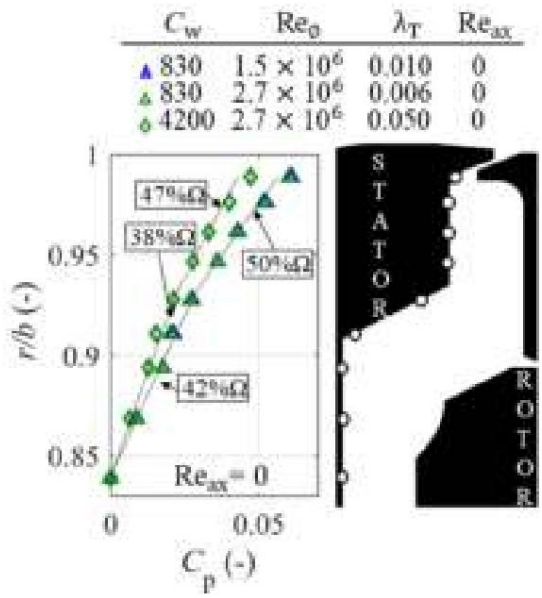
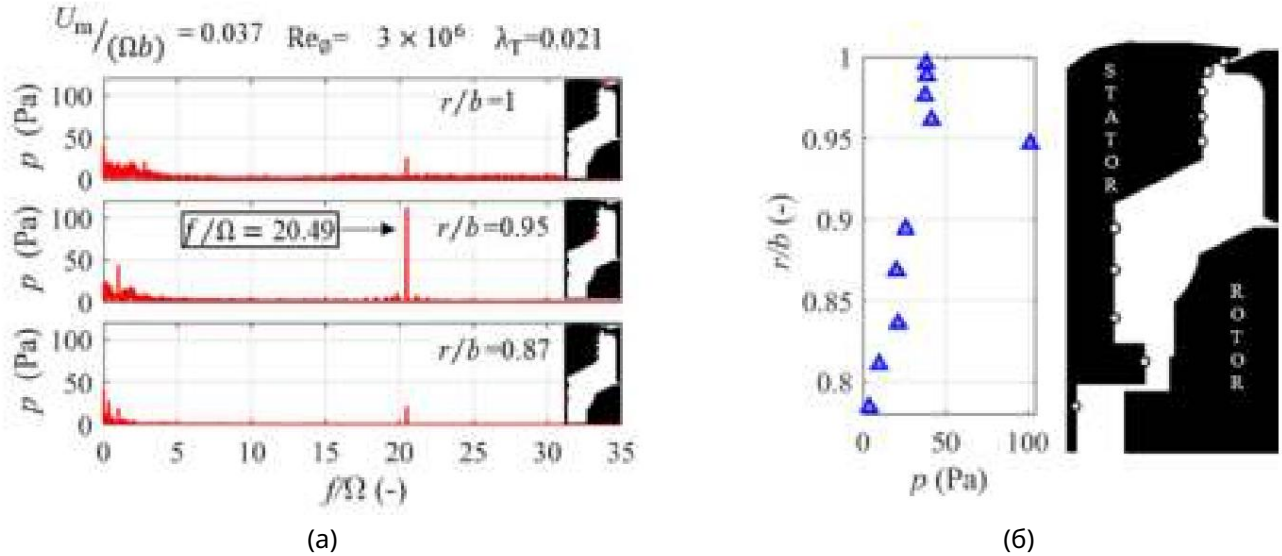


Рисунок 3. Радиальное распределение давления в полости.

Измерения Beard et al. В [10] показано наличие нестационарных структур течения в осесимметричной геометрии полости обода ОРС без внешнего основного потока. Частотные спектры выявили отчетливые пики при f/Ом ~ 21, которые соответствуют крупномасштабным особенностям потока, вращающимся в полости со скоростью примерно 80% скорости диска ротора. Частотные спектры пульсирующей составляющей нестационарного давления, полученные в ходе этой испытательной кампании, можно увидеть на рисунке 4a. Обратите внимание, что они соответствуют полной временной истории сигнала, включая 50 оборотов ротора в случае Re = 3 × 106 . Реконструкция установки не повлияла на частоту и скорость вращения этих конструкций, хотя было зарегистрировано снижение общей неустойчивости. Это было связано с более осесимметричной геометрией передней поверхности диска несущего винта в полости питания.

Кроме того, новые результаты согласуются с увеличением отчетливой пиковой амплитуды с уменьшением радиуса, о котором сообщили Beard et al. [10]. Они предположили, что измеренная неустойчивость может возникать дальше вглубь судна, возможно, в месте перекрытия. Расширенное оборудование было установлено в ORF и зарегистрировало незначительную неустойчивость по обе стороны от перекрывающегося уплотнения, как показано на рисунке 4b. Это свидетельствовало о том, что нестационарные особенности течения внутри каверны возникли не там. Этот вывод согласуется с выводами Gao et al. [11] , которые показали, что изменение радиуса необходимо для генерации нестационарных инерционных волн в уплотнениях. Интересно, что наиболее интенсивный пик в частотных спектрах появляется при r/b = 0,95, что согласуется с изменением наклона Cp на рисунке 3 (обратите внимание, что при r/b = 0,93 не было измерений нестационарного давления). С учетом результатов, представленных на рисунках 3 и 4, считается, что увеличение сдвига между двумя различными скоростями завихрения, наблюдаемое в среднем коэффициенте давления в полости, вызывает наибольшую неустойчивость, обнаруженную при геометрическом разрыве.

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рис. 4. (а) Частотные спектры БПФ сигнала давления в трех радиальных положениях и (б) пиковая амплитуда БПФ давления на стенке полости статора.

4. Исследования

чувствительности В этом разделе представлено влияние безразмерных управляющих переменных Cw, Re , Reax и sc на выходные переменные установившегося режима ε, Cp и нестационарность потока через частотные спектры.

4.1. Влияние скорости роторного диска

При низких скоростях продувочного потока (Cw = 830) на рисунке 5a слева показано, что дисковая накачка пропускает относительно большое количество внешнего потока через уплотнение обода, что приводит к низким значениям эффективности уплотнения. Это связано с тем, что давление в полости недостаточно для преодоления эффекта накачки диска при любой из изученных скоростей диска ротора. На рисунке 5a справа показано, как более высокий безразмерный расход продувочного потока (Cw = 7400) уменьшает градиент радиального распределения давления. Резкое увеличение эффективности уплотнения происходит как прямое следствие падения коэффициента давления. Полностью герметичная полость достигается при Re = 1,5 × 106 . Большая чувствительность как Cp , так и характеристик уплотнения к вращательному числу Рейнольдса наблюдается при наибольшей подаче продувочного потока. Значительный контраст в ε между результатами при Re = 1,5 × 106 и всех других скоростях роторного диска виден на рисунке 5a Re как при Cw = 830, так и при Cw = 7400, причем разница также заметна в Cp справа . сюжет.

Частотные спектры, представленные на рисунке 5б, демонстрируют увеличение пиковой амплитуды, пропорциональное угловой скорости диска ротора, типичное для всех протестированных источников продувки и зазоров уплотнений. Более сильный градиент давления в полости вследствие усиления эффекта накачки диска приводит к изолированному выдающемуся пику более высокой амплитуды и частоты. Это подтверждает, что явление обусловлено вращением и потенциально вызвано увеличением сдвига вихрей полости при r/b = 0,93.

Однако при обезразмеривании по скорости диска ротора наблюдается небольшой сдвиг в сторону более низких безразмерных пиковых частот. Обратите внимание, что всплеск при f/Ω = 1 соответствует частоте вращающегося диска и может быть вызван небольшим эксцентриситетом диска ротора.

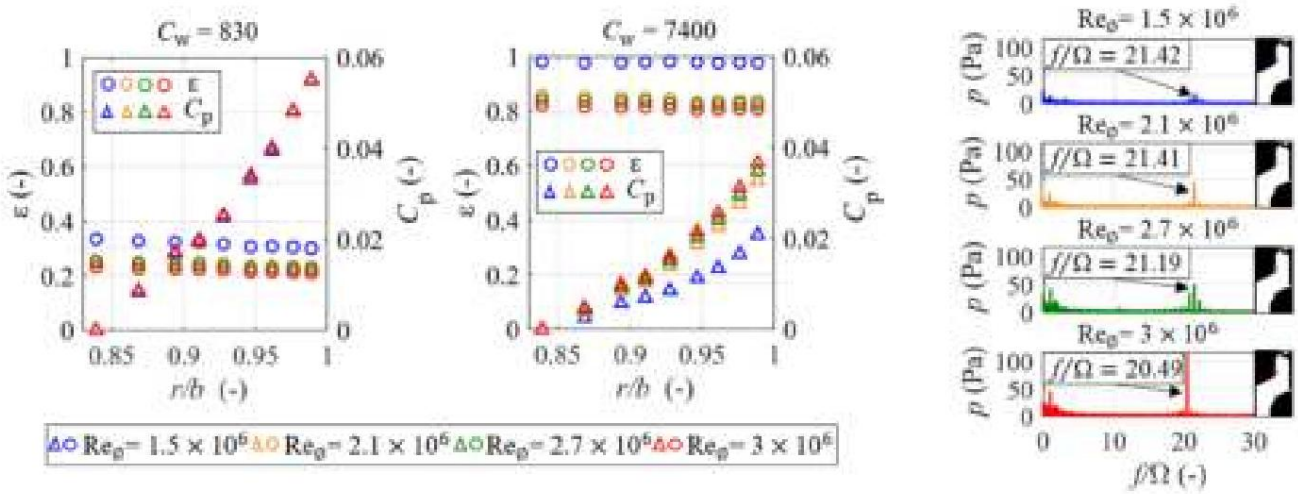
Re

4.2. Влияние продувочного потока

Re Увеличение подачи продувочного потока к уплотнению увеличивает давление в полости и противодействует накачке диска, в конечном итоге предотвращая проглатывание. Увеличение эффективности уплотнения при увеличении скорости продувочного потока во всех рассмотренных радиальных положениях наблюдается на рисунке 6. Уменьшение

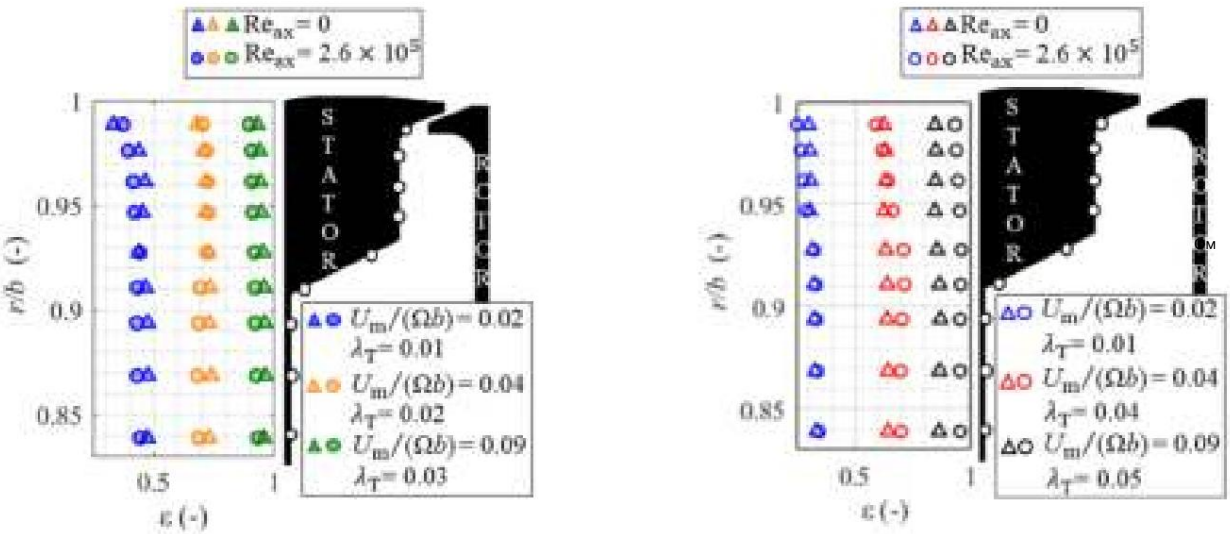
Machine Translated by Google

Эффективность герметизации для более широкого зазора очевидна при сравнении данных для постоянного Um/(Ωb) = 0,02 (Cw = 850) при взгляде на синие маркеры на двух графиках.



(а) (б)

Рис. 5. (а) Радиальные распределения эффективности герметизации и коэффициента давления при различных Re для sc = 0,0078 и (б) частотные спектры при r/b = 0,95 для Cw = 3500 и sc = 0,0042.



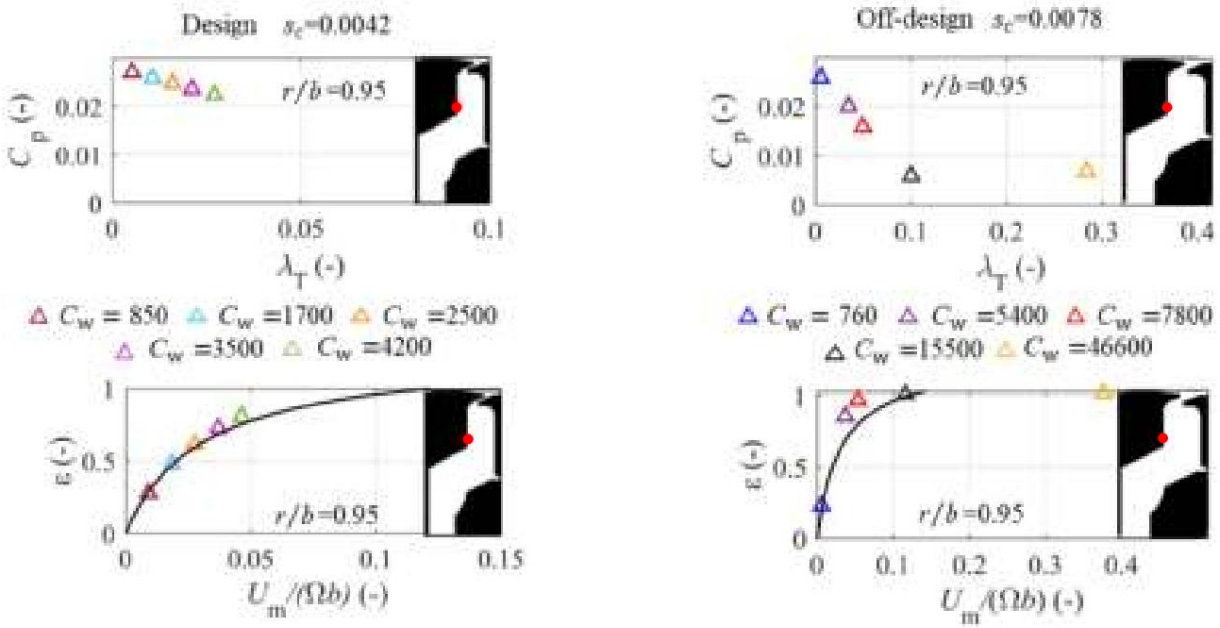
Ом (а) sc = 0,0042 (б) sc = 0,0078

Re Рис. 6. Радиальное распределение эффективности уплотнения при различных условиях продувочной подачи и затрубного потока при Re = 1,5 × 106 для sc = 0,0042 (а) и sc = 0,0078 (б) .

Радиальный профиль эффективности уплотнения можно объяснить структурой потока в полости. При заглатывании внешний поток, достигающий полости, смешивается с выходящим продувочным потоком во внешней части объема. Объединенный поток затем сливается с пограничным слоем статора и мигрирует радиально вниз. Постоянное радиальное распределение эффективности уплотнения наблюдается на рисунке 6 во внутренней части полости (r/b <0,93), что указывает на то, что поток полностью перемешан по всему пограничному слою статора. Напротив, при больших радиусах (r/b > 0,93) радиальные изменения распределения эффективности уплотнения указывают на частичное смешивание потоков засасываемого кольца и полости. Также стоит отметить, что геометрический разрыв стенки статора, соединяющий плоские вертикальные и наклонные грани при r/b = 0,93, способствует этому эффекту, и изменение последовательно происходит в этой радиальной координат

Machine Translated by Google

Более высокие значения параметра турбулентного потока λT уменьшают скорость завихрения, тем самым создавая меньшие градиенты давления поперек полости. Интересно, что на рис. 7б видно, что при λT > 0,1 коэффициент давления стремится к асимптотическому значению. Когда продувочный поток удовлетворяет дисковой накачке при λT = 0,219, как показано Чайлдсом [12], рециркуляция и образование вращающегося ядра в полости подавляются. Оценки накачки свободного диска с учетом влияния ненулевого внутреннего радиуса диска согласуются с изменением поведения потока при λT ~ 0,1, как показано на рисунке 7b.



(а) (б)

Рисунок 7. Коэффициент давления в полости и эффективность уплотнения в зависимости от λ λ (a) sc = 0,0042 и (b) sc = 0,0078.

4.3. Влияние зазора уплотнения

На рисунках 7a,b показаны результаты коэффициента давления и эффективности уплотнения для двух зазоров уплотнения при r/b = 0,95. Данные по эффективности уплотнения демонстрируют разумное согласие с корреляцией дисковой накачки, полученной Чу [4] и показанной в уравнении (1), хотя данные для большего зазора уплотнения обычно превышают аналитические прогнозы. Это предполагает превосходную герметизирующую способность открытой геометрии обода, как показано на рисунке 7b (обратите внимание на более широкий диапазон продувочных потоков, испытанных при нестандартном исполнении). Здесь эмпирическая константа в модели k установлена равной 1, поскольку Bru Revert et al. показали, что она лучше всего соответствует экспериментальным данным для желобного уплотнения . [9]. Таким образом, заниженный прогноз для большего зазора предполагает, что для представления этого уплотнения необходимо немного меньшее значение k . Увеличение размера зазора было достигнуто за счет аксиального смещения диска ротора назад, в результате чего перекрытие в уплотнении желоба было потеряно. Это изменение конфигурации существенно изменило геометрию уплотнения обода и превратило его в осевое уплотнение с зазором 0,5 мм. Это согласуется со сравнением с имеющимися экспериментальными данными по осевому уплотнению обода, представленными Bru Revert et al. [1] , которая соответствовала модели отверстия Чу с k = 0,8.

4.4. Влияние основного потока

Влияние потока в кольцевом пространстве на герметичность желобного уплотнения исследовалось для широкого диапазона условий и обобщено на рисунке 8. Данные соответствуют Re = 1,5 × 106 (слева) и Re = 2,7 × 106 (справа) для случаев испытаний без и с осевым потоком в кольцевом пространстве. Представленные результаты были измерены на ободе, r/b = 0,99, для большего уплот

Machine Translated by Google

зазор, sc = 0,0078. Навязанный кольцевой поток был чисто осевым с числом Маха 0,34 (осевое число Рейнольдса 2,6 × 105 , отнесенное к номинальной осевой хорде NGV).

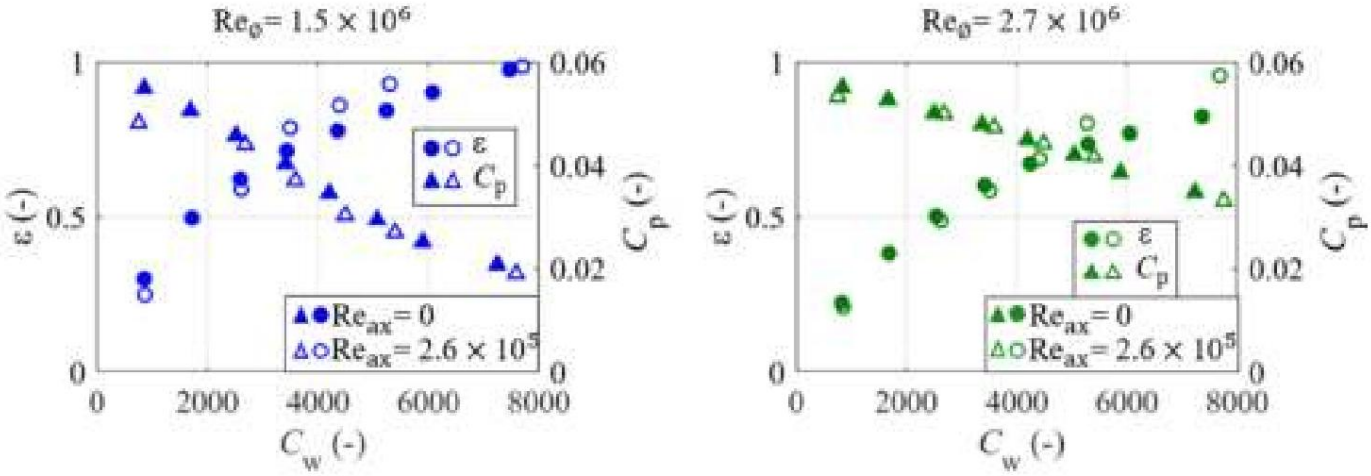


Рис. 8. Влияние осевого потока в кольцевом пространстве на эффективность уплотнения и перепад давления в полости в зависимости от подачи продувки, измеренное при r/b = 0,99 и sc = 0,0078.

На рис . 8 показано, что добавление осевого кольцевого потока улучшает герметизирующие характеристики желобного уплотнения при определенных обстоятельствах. Существует значение Cw , при котором эффективность уплотнения при осевом затрубном потоке равна эффективности конфигурации без него. Поскольку скорость продувочного потока увеличивается с этой точки, наличие основного потока, по-видимому, оказывает благотворное влияние на герметизирующую способность уплотнения желоба. Коэффициент давления мало чувствителен к присутствию потока в затрубном пространстве.

В исследовании, проведенном Фадке и Оуэном [5], сообщалось об улучшении герметизирующих свойств, когда внешняя среда представляла собой слабый квазиосесимметричный поток. За определенным порогом (Reax 2 × 105 для sc = 0,01) их данные выявили вредное влияние внешнего потока. Обратите внимание, что в разных исследованиях могут применяться разные определения числа Рейнольдса . Эти результаты находятся в широком согласии с измерениями, полученными в ORF. Имейте в виду, что экспериментальная установка Фадке и Оуэна изо всех сил пыталась достичь осесимметричного основного потока, а неравномерность давления в газовом тракте усиливалась при более высоких скоростях потока.

Эффективность уплотнения чувствительна к условиям потока в кольцевом пространстве при высоких скоростях продувочного потока, когда ε > 0,75. В этом конкретном случае оказывается, что продувочная подача, удовлетворяющая Cp = 0,04, достаточна для преодоления эффекта накачки диска и может улучшить характеристики уплотнения. Значение Cw, при котором это происходит, зависит от скорости вращения диска ротора . Более сильный градиент давления в полости создается при более высоком вращательном числе Рейнольдса, что требует больших скоростей потока для создания давления в полости и уравновешивания эффекта дисковой накачки. В конкретных случаях, изображенных на рисунке 8, значения Cw~3000 и Cw~5000 необходимы для удовлетворения условий низкого и высокого вращательного числа Рейнольдса соответственно. Такое улучшение герметизирующей способности при наличии внешнего потока может быть следствием рециркуляции потока в области уплотнения обода из-за взаимодействия продувочного и кольцевого потоков, которое усиливается при более высоких скоростях подачи Техника визуализации потока, использованная Фадке и Оуэном, выявила разделительный пузырь на ободе, который уменьшал эффективное разделение между дисками статора и ротора, тем самым ограничивая проглатывание. CFD-анализ Савова и Аткинса [13] показал, что зона рециркуляции зазора уменьшилась в размерах и выдулась из канала уплотнения обода в основной газовый тракт при высоких скоростях потока. Тогда в кольцевом пространстве будет происходить турбулентное смешивание продувочного и кольцевого потоков, и засасывание будет препятствовать. Здесь представлены экспериментальные данные, подтверждающие эту гипотезу.

Влияние зазора уплотнения можно оценить, изучив рисунок 9a. Размер зазора, по-видимому, в большей степени влияет на амплитуду частотного всплеска, чем не

Machine Translated by Google

размерная частота пика. Это говорит о том, что интенсивность нестационарных колебаний давления снижается при нерасчетной геометрии осевого уплотнения. Методика, подробно описанная Beard et al. [10] для получения количества лепестков и скорости вращения структур с нестационарным потоком была применена к этой экспериментальной кампании, получив 27 лепестков, вращающихся со скоростью 76% скорости роторного диска при самой высокой скорости вращения. Результаты этого исследования хорошо согласуются с ранее сообщенными Beard et al. [10] и показывают, что при более высоких скоростях диска ротора как количество лепестков, так и угловая скорость конструкций немного уменьша

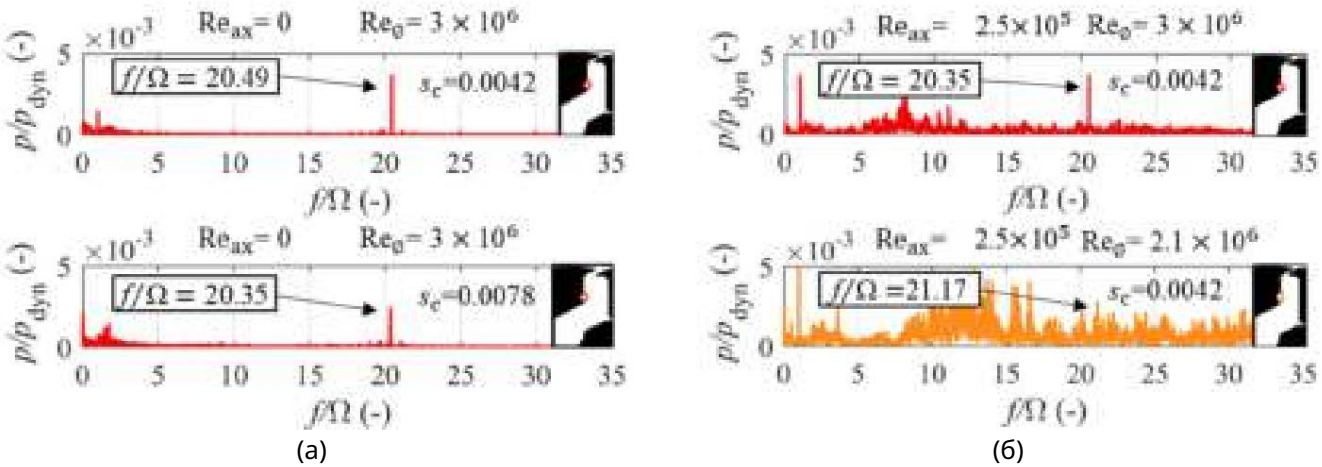


Рис. 9. Частотные спектры нестационарных давлений при C = = 3500, r/b =0,95 при (a) отсутствии затрубного потока при постоянном вращательном числе Рейнольдса для двух зазоров уплотнения и (б) при аксиально-осесимметричном затрубном потоке при постоянном размере зазора для двух вращательных чисел Рейнольдса.

Частотные спектры сигналов нестационарного давления в тестовой матрице показывают, что введение внешнего осевого потока не оказывает сильного влияния на безразмерную частоту отчетливого пика (верхние графики на рисунках 9a,b). Однако увеличение нестационарной активности при осесимметричном основном потоке регистрируется в районе f/Ω~8 и объясняется сложным взаимодействием и сдвигом между затрубным пространством и продувочными потоками в области уплотнения обода. Действительно, более низкое вращательное число Рейнольдса снижает интенсивность эффекта накачки диска, как показано на рисунке 5b, что, в свою очередь, приводит к отчетливому пику уменьшенной амплитуды. Под влиянием основного потока в кольцевом пространстве нижний график на рисунке 9b показывает усиление широкополосной нестационарности , и характерный всплеск эффекта дисковой накачки больше не проявляется. Интересно, что повышенная нестационарность, возникающая в результате взаимодействия затрубного и продувочного потоков, проявляется с постоянной частотой. Тем не менее, обезразмеривание частоты со скоростью роторного диска дает ложную иллюзию сдвига в сторону более высоких частот. Более подробный анализ этого набора данных станет темой будущей публикации.

5. Выводы

Оксфордская установка роторов была модифицирована для исследования потоков уплотнений обода с более обширной аппаратурой, установленной в полости статора-ротора для измерения давления и концентрации газа.

Измерения постоянного давления выявили наличие вихрей разной силы во внешней и внутренней частях полости, а это означает, что изменение геометрии стенки статора вызывает появление двух разных, сосуществующих вихрей. Частотные спектры нестационарных сигналов давления имеют пик максимальной амплитуды при r/b = 0,95, что близко к изменению геометрии стенок статора. Удлиненные радиальные датчики нестационарного давления исследовали возможную причину возбуждения дальше вглубь полости вплоть до перекрывающегося уплотнения и пришли к выводу, что это не является источником неустойчивости. Таким образом, нестационарность течения в каверне связана с эффектами течения н

Machine Translated by Google

два вихря и связаны с вращающимися структурами потока в области уплотнения обода, выявленными в предыдущих экспериментальных и вычислительных исследованиях.

Было обнаружено, что влияние скорости диска ротора зависит от скорости продувочного потока: при низкой подаче уплотняющего потока большой градиент давления в полости оказывается нечувствительным к скорости диска, в то время как эффекты вращения были выявлены при больших скоростях вращения диска . продувочный поток. Частотные спектры показывают увеличение амплитуды отчетливого пика частоты с увеличением угловой скорости диска ротора, что указывает на то, что это явление, в котором преобладает вращение.

Характеристики уплотнения лучше при испытанном большем зазоре уплотнения, чем при меньшем зазоре при том же значении Um/(Omb). То есть увеличение зазора уплотнения требует меньшего приращения продувочного потока, чем можно было бы предположить при простом пропорциональном масштабировании. Частотные спектры следов нестационарного давления показывают, что увеличение размера зазора оказывает большее влияние на амплитуду колебаний давления структур нестационарного течения, чем на скорость, с которой они движутся.

Введение основного потока в кольцевом пространстве оказывает благоприятное влияние на герметизирующую способность желобного уплотнения в условиях, когда эффективность герметизации превышает ε~0,75 Было обнаружено, что при двух исследованных условиях это происходит при Cp~0,04. Взаимодействие продувочного и затрубного потоков зарегистрировано как возбуждение полосы частот при f/Om~8. Широкополосная нестационарность еще больше увеличивается, когда эффект дисковой накачки уменьшается при более низких скоростях диска ротора, пока отчетливый пик больше не перестает выделяться в частотных спектрах.

Исследование Брю Реверта и соавт. [1] показали, что засасывание, вызванное вращением, может быть доминирующим механизмом в случаях низкого коэффициента расхода, когда в газовом тракте существует асимметрия давления, вызванная газомоторными двигателями, такими как турбины высокого давления. Эта публикация способствует лучшему пониманию эффекта дисковой накачки и поведения потока в области уплотнения обода посредством более всестороннего анализа, который возможен с помощью трех различных наборов методов измерения, дополняющих друг друга.

Вклад автора: концептуализация, методология, формальный анализ, исследование, обработка данных, написание — подготовка оригинального проекта, ABR; надзор и управление проектами, PFB; написание — рецензирование и редактирование, PFB и JWC. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Это исследование финансировалось компаниями Rolls-Royce plc и Innovate UK за счет гранта TSB 113076.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы выражают признательность Себастьяну Боттенхейму и Питеру Смауту за руководство, а также за техническую поддержку Грегори Кинга, Санни Чаны и Джеймса Картера.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Номенклатура

б	радиус диска, м	греки	
с	концентрация трассирующего газа, %	ε	эффективность уплотнения
Cax NGV, осевая хорда, м Cw		λT	параметр турбулентного потока = Cw/Re 0,8
безразмерный расход продувочного газа =	м/мкб	μ	динамическая вязкость, Па с
Коэффициент давления в полости Cp , = (p	p1011)/0,5ρ(Ωb) 2	ρ	плотность жидкости, кг ·м 3
размер зазора		Ом	угловая скорость вращения, рад с 1
уплотнения обода, м		Индексы	
эмпирическая константа gk m		0	общие условия
массовый		топор	значение осевой составляющей
расход, кг с-1 давление, Па p Reax осевой поток число		мин	минимальное значение
Рейнольдса = ρUaxCax/μ Re вращательное число		удалять	значение расхода продувки
СК	Рейнольдса = ρΩb 2/μ	Сокращения	
Т	зазор уплотнения	CFD	вычислительная гидродинамика
= температура g/b , K Uax осевая		ПГВ	направляющий аппарат сопла
скорость потока через уплотнение,	скорость, м ·с-1 м/ρ2πbsc, м ·с-1 ORF Um средняя		Оксфордский роторный завод

Ссылки

1. Брю Реверт, А.; Борода, ПФ; Чу, Дж.В.; Боттенхайм, С. Характеристики уплотнения обода турбины, подвергающегося воздействию вращательного движения и Проглатывание под давлением. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2021, 143, 081025. [CrossRef]
2. Дейли, Свидетель Иеговы; Нече, Р.Э. Влияние размеров на индуцированный поток и сопротивление трения закрытых вращающихся дисков. Дж. Базовый англ. 1960, 82, 217–230. [Перекрестная ссылка]
3. Бэйли, Ф.Дж.; Оуэн, Дж. М. Гидродинамика закрытой дисковой системы с радиальным оттоком. Дж. Инж. Власть 1970, 92, 335–341. [Перекрестная ссылка]
4. Чу, Дж. В. Теоретическое исследование проникновения в кожух вращающихся дисковых систем с радиальным оттоком. Я. Турбомах. 1991, 113, 91–97. [Перекрестная ссылка]
5. Фадке, УП; Оуэн, Дж. М. Исследование проникновения в кожух вращающейся дисковой системы с воздушным охлаждением и радиальным зазором Уплотнения. Дж. Инж. Власть 1983, 105, 178–182. [Перекрестная ссылка]
6. Цао, К.; Чу, Дж.В.; Миллингтон, PR; Хогг, С.И. Взаимодействие кольцевого уплотнения и кольцевых потоков в турбине с осевым потоком. Дж. Инж. Газ Мощность турбин 2004, 126, 786–793. [Перекрестная ссылка]
7. Скоби, Дж.А.; Санган, СМ; Оуэн, М.; Лок, Г.Д. Обзор проникновения в газовые турбины. Дж. Инж. Газовые турбины Мощность 2016, 138, 120801. [Перекрестная ссылка]
8. Чу, Дж.В.; Гао, Ф.; Палермо, Д.М. Механизмы потока в уплотнении обода осевой турбины. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть С. Дж. Механ. англ. наук. 2018, 233, 7637–7657. [Перекрестная ссылка]
9. Брю Реверт, А.; Борода, ПФ; Чу, Дж.В.; Боттенхайм, С. Герметизирующие свойства уплотнения желоба обода турбины при вращении. Индуцированное проглатывание. Дж. Физ. Конф. Сер. 2020, 1909, 012035. [CrossRef]
10. Борода, ПФ; Гао, Ф.; Чана, Канзас; Чу, Дж. Явления нестационарного потока в уплотнениях обода турбины. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2017, 139, 032501. [Перекрестная ссылка]
11. Гао, Ф.; Чу, Дж.В.; Марксен О. Инерционные волны в потоках уплотнений обода турбины. Физ. Ред. Жидкости 2020, 5, 024802. [CrossRef]
12. Чайлдс, PRN « Вращающийся поток»; Elsevier: Амстердам, Нидерланды, 2010 г.
13. Савов С.С.; Аткинс, Северная Каролина; Учида, С. Сравнение геометрии одинарных и двойных манжетных уплотнений. Дж. Инж. Газовые турбины Энергия 2017, 139, 112601. [CrossRef]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние роторного возмущения на выход статора Течение в ступени газовой турбины высокого давления †

Паоло Гаэтани и Джакомо Персико *

Лаборатория жидкостных машин, факультет энергетики, Миланский политехнический университет, улица Ламбрускини, 4, 20156, Милан, Италия;
paolo.gaetani@polimi.it * Переписка: giacomo.persico@polimi.it; Тел.:
+39-02-2399-8605 † Эта рукопись представляет собой расширенную версию нашего доклада, опубликованного в материалах 14-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.

Аннотация: При исследовании взаимодействия статора и ротора осевых турбин основное внимание обычно уделяется нестационарной аэродинамике ротора, возникающей в результате периодических возмущений, вызванных структурой течения статора. И наоборот, исторически меньше интереса вызывало влияние ротора на поток, выделяемый статором, что коррелирует с распространением потенциального поля лопатки вверх по потоку от передней кромки ротора. В этой статье представлены эксперименты на исследовательской турбине высокого давления Лаборатории жидкостных машин Миланского политехнического университета, выполненные с использованием быстродействующего аэродинамического зонда давления, а также полностью трехмерное и точное по времени CFD-моделирование потока. в сочетании с целью обсуждения взаимодействия ротора и статора. Вращаясь, ротор вызывает периодические возмущения поля давления и скорости в зазоре между статором и ротором, изменяя эволюцию общего количества и скорости потока, выбрасываемого каждым каналом статора, и в конечном итоге вызывая эффекты разделения энергии, которые приводят к полному давлению и суммарные колебания температуры в потоке на выходе из статора. Было обнаружено, что такие колебания достигают почти ±10% общего перепада температуры ступени.

Ключевые слова: турбины высокого давления; взаимодействие лопаток; каскадное потенциальное поле; энергетическое разделение; нестационарные измерения; CFD с точностью по времени

Цитирование: Гаэтани, П.; Персико, Г. Влияние роторного привода Возмущение потока на выходе статора внутри ступени газовой турбины высокого давления. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 28. https://doi.org/10.3390/ijtpp6030028

Академический редактор: Клаус Зивердинг

Поступила: 26 июня 2021 г.
Принято: 6 июля 2021 г.
Опубликовано: 13 июля 2021 г.

Примечание издателя: MDPI сохраняет нейтралитет в отношении заявлений о юрисдикции в опубликованных картах и институциональной принадлежности. ации.

Копирайт: © 2021 авторов.
Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.
Эта статья находится в открытом доступе.
распространяется на условиях и
условия Creative Commons
Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND)
(https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Необходимость постоянного улучшения характеристик газовых турбин с точки зрения эффективности и диапазона регулирования, наряду с необходимостью более глубокого понимания физики потока, по-прежнему требует важных теоретических и экспериментальных усилий и исследований. Ключевой областью интересов (среди многих, связанных с исследованиями газовых турбин) является термогидродинамика, основа для получения целостного понимания турбомашин и их оптимальн
В связи с этим одним из основных интересов современных исследований является взаимодействие между компонентами системы, а также неподвижными и вращающимися рядами турбомашин. Можно выделить несколько классов проблем, таких как взаимодействие камеры сгорания с первой ступенью турбины, взаимодействие статора и ротора как в турбинах высокого, так и низкого давления, взаимодействие последней ступени турбины с диффузором, взаимодействие рабочего колеса с диффузором и помпаж компрессоров.

Применительно к ступеням турбин взаимодействие статора и ротора состоит из потенциальной интерференции поля, взаимодействия следа/удара/вихревой лопатки, взаимодействия следа/вихря и взаимодействия следа/вихря со вторичным потоком [1–13]. В целом, большинство статей посвящено влиянию структур потока статора на аэродинамику и производительность ротора, поскольку пространственные неоднородности на выходе статора приводят к изменяющимся во времени входным граничным условиям ротора. Лишь в немногих работах сообщается о влиянии потенциального поля ротора на статор, например, в [14] для дозвуковых турбин и [15] для трансзвуковых турбин высокого давления ; эти исследования обычно включают данные измерений на поверхности лопаток статора. Благодаря недавним усовершенствованиям в методах измерения, таким как аэродинамические методы с быстры

Machine Translated by Google

датчики давления и коды CFD, теперь можно более эффективно отслеживать эти особенности, учитывая также детальную конфигурацию потока между лопаточными рядами, т. е. в осевом зазоре между статором и ротором.

При обсуждении нестационарности потока в турбомашинах одним из основных наблюдений является внутренняя связь между нестационарным потоком и обменом работой [16], связанная с связью, справедливой для невязких потоков, между материальной производной полной энтальпии и локальной производной по времени статическое давление:

$$\rho \frac{Dh_t}{Dt} = \frac{p}{t} \quad (1)$$

Было замечено, что та же концепция, примененная к следу, поступающему на каскад турбин и падающему на лопатки, приводит к локальному увеличению общей энтальпии и давления из-за возникновения эффектов разделения энергии [17].

Подобные особенности могут быть применимы и к потенциальному полю, с той важной разницей , что поле давления также распространяется вверх по потоку от каскада (по крайней мере, до звукового канала вышестоящего каскада, если последний заглушен), что может привести, в случае ротора, что приводит к появлению неожиданных особенностей потока в осевом зазоре между статором и ротором. Такие особенности, невидимые при применении методов измерения среднего времени или устойчивых вычислительных моделей, вместо этого можно выделить, прибегнув к нестационарным измерениям и точному по времени CFD- моделированию. Это действительно является целью настоящей статьи, целью которой является обсуждение влияния потенциального поля ротора на поток, выделяемый статором, благодаря комбинированному экспериментальному и численному подходу.

Статья структурирована следующим образом: сначала описываются экспериментальные и численные подходы, затем обсуждаются экспериментальные результаты с поддержкой результатов CFD для физической интерпретации и, наконец, делаются некоторые выводы.

2. Испытательная установка и методы измерения.

Испытательная установка и аппаратура, использованные в настоящей работе, уже описаны в других работах: см., например, [18]. В этом разделе они кратко вспоминаются.

2.1. Испытательная установка и осевая

турбинная ступень. Испытательная установка для настоящего исследования представляет собой высокоскоростную испытательную установку для турбины и компрессора, расположенную в Лаборатории жидкостных машин (LFM) энергетического отдела. из Миланского политехнического университета. Он состоит из радиальной секции, в которой работает центробежный компрессор , который, в настоящем исследовании, питает турбину с надлежащей степенью давления и расходом; его максимальная частота вращения составляет 45 000 об/мин при располагаемой мощности перед редуктором 800 кВт. Затем за радиальной секцией следует охладитель для установки уровня температуры буровой установки, труба Вентури для измерения расхода и секция дросселирования для управления степенью расширения, доступной для турбины. Турбина расположена в осевом сечении, максимальная частота вращения которой составляет 20 000 об/мин.

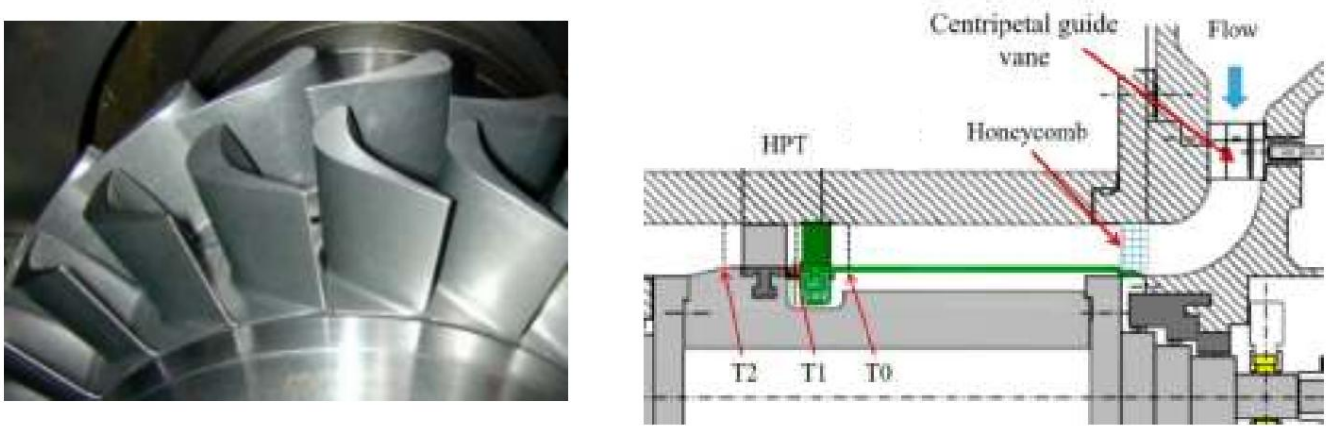
Ступень осевой турбины – одноступенчатая, неохлаждаемая, представительная для высокого давления . Основные характеристики представлены в Таблице 1; кроме того, лопатка статора наклонена на 12 со стороны давления и в середине размаха имеет геометрический угол разгрузки 75,4 . Ротор изогнут с постоянным углом выхода -67,7 , имеет зазор на кончике 0,6 мм и высоту лопасти 50 мм (включая зазор). Осевое расстояние между статором и ротором равно одной осевой хорде статора (30,6 мм), что облегчает установку зон

Machine Translated by Google

Таблица 1. Геометрия ступени и условия эксплуатации.

Условия эксплуатации	β	н [об/мин]	G [кг/с]	Ттин [K]
	1,35	7000	3,5	323
Геометрия	высота [мм] 50	тС/ч 0,015	DM (мм) 350	зазор/сх,В 1.00
Ряды лезвий	Nb	σ	AR	ε
Флюгер	22	1,20	0,83	75,2
Ротор	25	1,25	0,91	115,3

Измерения проводились на 71 % осевой хорды статора после статора. β σ ε
задний фронт, по всей высоте канала: измерительная сетка насчитывает 320 точек (16 точек
по шагу статора — 20 точек по размаху лопаток) на каждом канале статора. Рисунок 1. Отчеты
изображение сцены и эскиз меридионального разреза.



(а) (б)

Рис. 1. Изображение ступени турбины (а) и эскиз меридионального сечения (б).

2.2. Методы измерения

В настоящем исследовании, помимо приборов для управления буровой установкой, используется только Fast
Был применен датчик аэродинамического давления отклика (FRAPP). Отсылаем читателя к [19].
изображение современного FRAPP, его конструкции, работы и технологии доступно на сайте
Миланский политехнический университет и [11,13,18] за применение FRAPP на буровой установке.

Применяемый здесь FRAPP имеет цилиндрическую головку (диаметром 2 мм), на которой находится один
вставляется датчик (Kulite, модель XCQ062) и подключается к внешней среде посредством
отверстие диаметром 0,35 мм. Быстродействие зонда, оцениваемое на ударной трубке, составляет
100 кГц после цифровой компенсации благодаря очень небольшому размеру системы линейного резонатора
лицом к датчику. Зонд применяется в абсолютной системе отсчета в виде виртуальных трех отверстий.
зонда, вращая его вокруг собственного стержня, а затем изменяя фазу измерений, используя
ключевого вектора. Каждый набор данных о давлении собирается с частотой 500 кГц и содержит 500 000 выборок.

В дополнение к стандартному использованию, описанному в вышеупомянутых статьях, путем применения
Используя методологию, предложенную в [20], можно получить качественную оценку
уровень турбулентности. Благодаря этому количеству можно отслеживать и оценивать вязкость.
структура освобождается статором.

Для конкретного исследования каждый шаг ротора был дискретизирован с помощью
40 баллов.

Что касается приборов буровой установки, то температура на входе и выходе контролируется Т
термопара, погрешность которой после калибровки составляет 0,3 С.

Уровень давления на входе и выходе ступени измеряется с помощью датчиков Kulite.
(модель XT190), погрешность которого после калибровки составляет 60 Паскалей.

Machine Translated by Google

Обработка данных FRAPP основана на методах усреднения фазы. Во-первых, измерения давления усредняются по фазе с использованием сигнала ключевого вектора: усредненное значение в каждом интервале (40 на шаг ротора), таким образом, является результатом около 12 000 выборок. Во-вторых, применяя калибровочные матрицы, они используются для получения величин потока через полное и статическое давление, угол потока. Наконец, предполагая, что общая температура статора постоянна, определяется поле скоростей и - по окружной скорости - рассчитываются условия потока во вращающейся системе отсчета. Как будет обсуждаться в последнем разделе, общая температура колеблется примерно на ±1 K; ожидается , что соответствующее колебание скорости будет порядка 0,1% и, следовательно, незначительно, учитывая также, что число Маха является правильным, исходя из сокращения данных с фазовым разрешением.

В целом значения давления имеют среднюю погрешность 0,5% от кинетического напора, измеренного FRAPP.

Усредненные по фазе сигналы для различных положений статора (во всех положениях размаха лопаток) реорганизуются для отображения взаимодействия статора и ротора для разных положений статора и ротора. Средневременные величины в абсолютной системе отсчета рассчитываются путем усреднения по времени усредненных по фазе величин расхода. Средневременные величины во вращающейся системе отсчета рассчитываются путем усреднения положений взаимодействия статора и ротора с учетом периодичности шага ротора.

3. Модель CFD и экспериментальная проверка

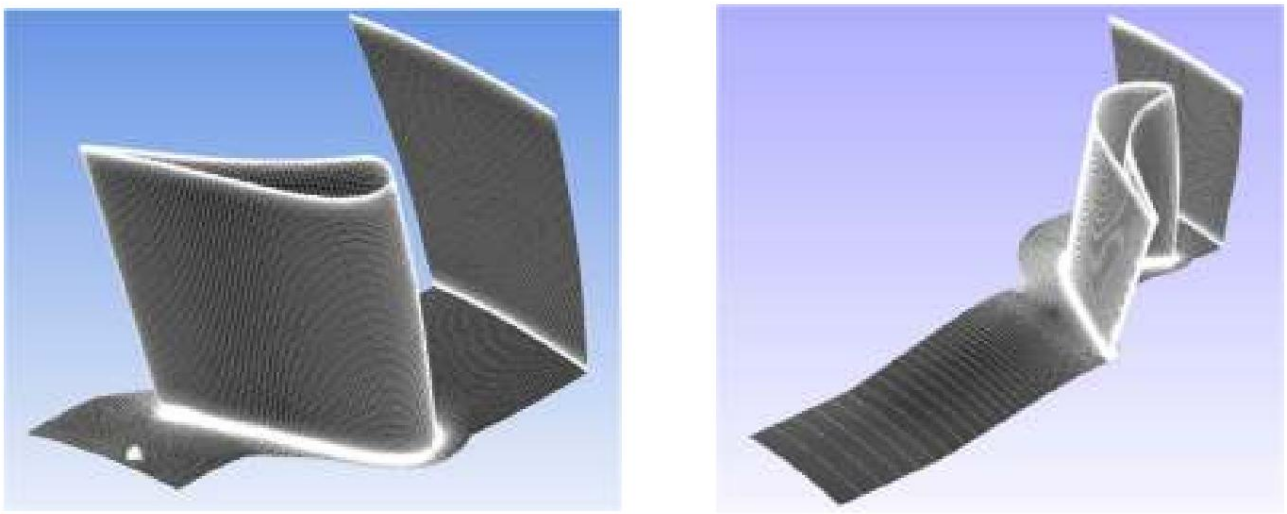
В этом исследовании моделирование CFD в основном выступает в качестве поддержки интерпретации экспериментальных результатов. Расчеты были выполнены с использованием ANSYS-CFX с применением модели потока, разработанной в Миланском политехническом университете для моделирования потоков турбомашин, подробно обсужденной в [21] и кратко изложенной ниже. Были выполнены полностью трехмерные расчеты с временным разрешением, моделирующие жидкость как идеальный газ и включающие эффекты турбулентности, используя полностью турбулентную модель k-ω SST. Пристеночное разрешение было задано таким образом, чтобы гарантировать y+ < 1 на торцевых стенках и на поверхностях лопаток, что позволяет избежать использования пристеночных функций. Нестационарные члены дискретизируются с помощью неявной схемы второго порядка, члены адвекции - с помощью схемы уменьшения полной вариации высокого разрешения, диффузионные члены - с помощью центральной схемы второго порядка. Моделирование проводилось путем присвоения на входе измеренного радиального профиля общего давления, однородной общей температуры, осевого направления потока и однородной интенсивности турбулентности 2,5%, полученных в результате специальных измерений с помощью горячей проволоки (коэффициент вихревой вязкости был установлен равным 25, следуя рекомендованному выражению, предложенному решателем). На выходе задавалось радиально-равновесное распределение статического давления .

Было проведено совместное моделирование статора и ротора, сначала решающее поток в установившемся режиме с использованием интерфейса статор-ротор плоскости смешения для инициализации, а затем переходя к анализу с временным разрешением. Учитывая различное количество лопаток между статором и ротором, для моделирования полной связи статора и ротора (т.е. также взаимодействия ротор-статор, а не только взаимодействия статора-ротора, как это было проведено в [21], где только нестационарное течение в роторе было решено) при экономии вычислительных затрат была принята стратегия решения с наклоном по времени, предложенная в [22] . Благодаря этому методу получаются пространственно-временные решения, которые автоматически гарантируют фазовый сдвиг между периодическими границами и не требуют ни нескольких каналов, ни изменения прочности каскада (или масштабирования лопастей).

Решатель интегрирует уравнения по структурированным сеткам, состоящим из шестигранных элементов. Для выбора правильного пространственного разрешения было проведено исследование сеточной зависимости. Исследование проводилось при сохранении постоянного разрешения у стенки, чтобы пограничный слой правильно разрешался как на стенках лопатки, так и на стенках ступицы и бандажа для каждой из тестируемых сеток. Размер сетки варьировался от 2,2 до 18,4 млн ячеек на всю сцену; Для оценки влияния пространственного разрешения рассматривались общие данные о производительности каскада/ступени, а также подробные профили по размаху . Независимые от сетки результаты были достигнуты для сеток статора и ротора, состоящих из 4,6 миллионов ячеек, всего 9,2 миллиона ячеек (разница в эффективности ступени по сравнению с результатом, полученным с самым мелким

Machine Translated by Google

сетка оказалась ниже 0,1%). Окончательные сетки каждого ряда лопастей, показанные на рисунке 2, состоят из 140 ячеек в направлении размаха и 33 000 ячеек в каждом слое между лопастями.



(а) (б)

Рис. 2. Расчетные сетки лопаточных рядов статора (а) и ротора (б) после исследования сеточной зависимости.

Шаг по времени был установлен равным 1/56 периода прохождения лопасти несущего винта (что соответствует примерно 0,25); нестационарное решение оказалось гладким (из-за дозвукового режима течения), и дальнейшее уменьшение шага по времени не привело к изменению прогноза производительности и морфологии потока. Конкретное значение временного шага было выбрано для оптимизации выборки 3D-решения для постобработки (поскольку периодичность этапа 22 × 25 близка к 7 × 8, а 56 является наименее общим значением этих двух чисел). Периодическое решение было достигнуто после 20 периодов (первые 12 выполняются с большим шагом по времени, 1/25 периода прохождения лопасти несущего винта). Вычислительные затраты на моделирование с временным разрешением составили около одной недели на кластере из 40 процессоров.

Прежде чем моделирование будет использоваться для интерпретации экспериментов, эксперименты используются для оценки результатов моделирования. На рисунке 3 показан набор профилей по размаху, сравнивающих расчеты и измерения как на выходе статора, так и на выходе ротора. В верхнем левом кадре рисунка 3 показано распределение общего коэффициента потери давления (Yloss) на выходе статора и показано замечательное согласие между экспериментом и расчетами. Следует отметить, что экспериментальный тренд прерывается на 10% интервале из-за ограничений в перемещении зонда, поэтому резкое увеличение потерь в области концентратора, предсказанное численным трендом, не может быть полностью заметно в измерениях (но оно обозначено в нижней части экспериментального профиля). Такое возникновение потерь в области ступицы обусловлено зазором ступицы в области хвостовой части лопасти, эффект которого в сочетании с присущим каскаду угловым вихрем создает широкий вихрь, вращающийся в противоположном направлении с вихрем прохода ступицы. Более подробная информация об аэродинамике статора будет обсужда

Остальные три кадра рисунка 3 показывают профили числа Маха по размаху, угла отклонения (определяемого как разница между относительным углом потока и металлическим углом лопасти) и абсолютным углом потока за ротором. Опять же, было обнаружено хорошее согласие между моделированием и экспериментами, особенно при интервале ниже 80%. Конфигурация потока по размаху кажется весьма неоднородной, отмечая наличие большой области переворота (т.е. угла малого/отрицательного отклонения) при размахе 20% и 80%, вызванной вторичными потоками, и области переворота в середине пролета, где два больших вихри в проходах ротора вступают во взаимодействие. Моделирование хорошо отражает радиальное расширение и миграцию вихрей по размаху, а также их влияние на угол потока. Большие расхождения появляются только в верхних 20% интервале, где развивается широкий вихрь утечки на кончике, что затрудняет моделирование турбулентности, используемое в этом исследова

Machine Translated by Google

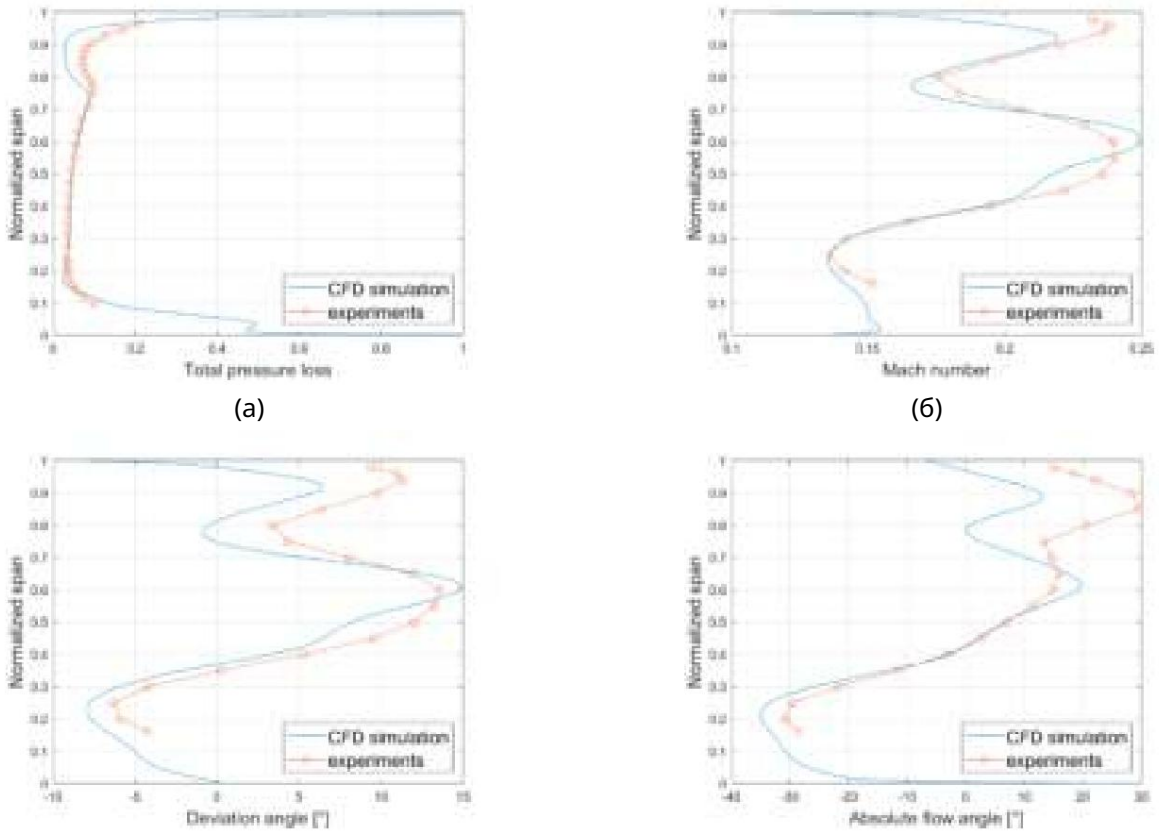


Рисунок 3. Измеренные и рассчитанные профили по размаху. (а) Yloss на выходе статора; (б) Число Маха на выходе из ротора. (с) выход ротора угол отклонения; (г) и абсолютный угол потока.

Соответственно, получается очень хорошее количественное согласие и по каскадному принципу. и сценическая эффективность. Общий коэффициент потерь статора, оцененный из экспериментов равное 5,9%, в результате моделирования получилось 5,4% (усреднение по диапазону, охватываемому измерительный ход). Суммарный КПД ступени, рассчитываемый как соотношение между работа Эйлера (рассчитывается как разница между членами UVt , взвешенными по потоку скорость до и после ротора) и общая статическая изэнтропическая энтальпия падение, оценивается в 86,4% по результатам экспериментов, с неопределенностью, измеряемой в ±0,5% и получился равным 85,5% при моделировании CFD.

Количественная и качественная надежность, полученная в результате этого оценочного исследования, указывает на то, что настоящее моделирование может использоваться в качестве эффективного инструмента для физической интерпретации экспериментальных данных.

4. Результаты

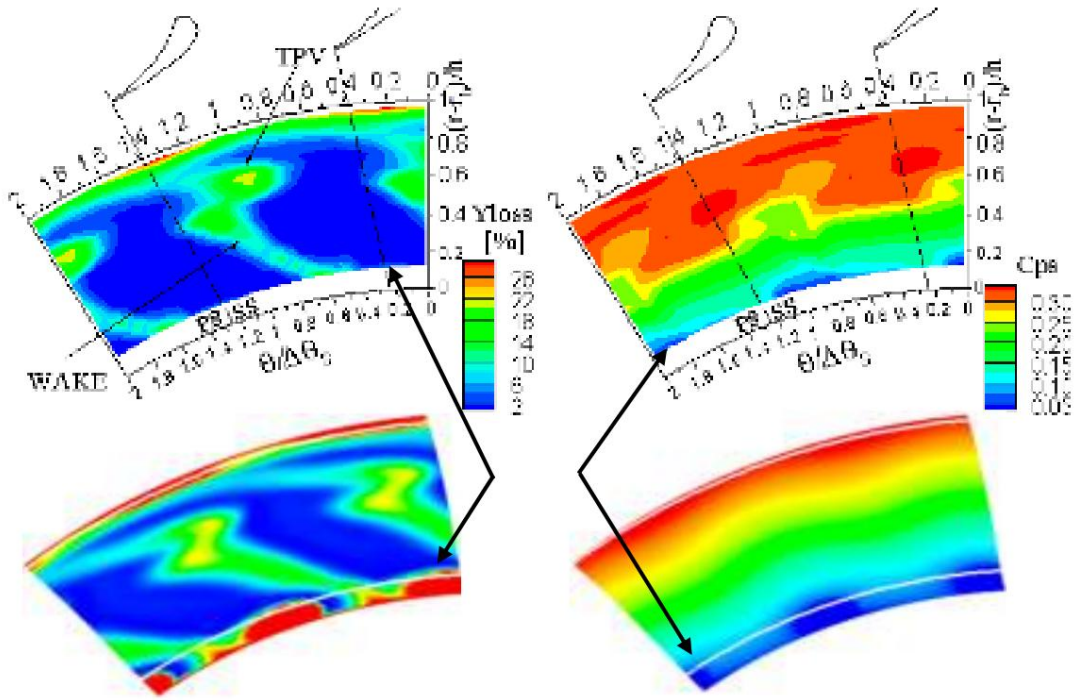
В этом разделе представлены результаты потока за статором, сначала пренебрегая взаимодействие статора и ротора, а затем подчеркивание его эффекта. Поле течения обсуждается в первую очередь с точки зрения неподвижного наблюдателя, чтобы показать, что разряжается статором и затем во вращающейся системе отсчета представить то, что входит в ротор в соответствии с его собственная точка зрения.

Результаты будут представлены сначала в средневременной форме, чтобы продемонстрировать общие характеристики потока и, во-вторых, описанием различных фаз взаимодействия между статор и ротор.

Machine Translated by Google

4.1. Усредненные по времени
величины 4.1.1. Абсолютная система отсчета

Одной из наиболее важных физических величин, которые необходимо описать, является полное давление и связанный с ним коэффициент полной потери давления. В статорах потери создаются пограничными слоями лопатки, срывом следа за задней кромкой лопатки и вторичными вихрями, а также их взаимным взаимодействием (ударные потери отсутствуют из-за дозвукового характера потока). Учитывая такое явление, типичное распределение коэффициента полной потери давления после статора, расположенного на настоящем испытательном стенде, показано в кадре (а) на рисунке 4, измеренном с помощью FRAPP (вверху) и предсказанном CFD (внизу) в пределах зазор статор-ротор.



(а) (б)

Рис. 4. Усредненные по времени контуры на выходе статора. Слева направо: (а) Общая потеря давления (Yloss); (б) Коэффициент статического давления (Cps). Вверху: эксперимент. Внизу: прогнозы CFD.

Как подробно обсуждается в [11,18], узкий след потерь вдоль пролета является следом, тогда как две сердцевины, одна в ступице, а вторая на 75% пролете, связаны со вторичными потоками и их взаимодействием с будить. След, проявляющийся как в поле общего давления, так и в поле потерь, искажается действием вторичных потоков, поворотом и наклоном лопасти, что приводит к изменению угла потока по размаху от 85 на кончике до 64 в ступице. Эти функции должным образом фиксируются в коде, демонстрируя точность инструмента моделирования даже на распределенном уровне. В области ступицы появляется широкое ядро потерь, вызванное зазором ступицы. Несмотря на то, что измерения в этой области недоступны (нижняя и верхняя границы измерительной поверхности отмечены в расчетном поле белыми линиями), самая нижняя часть плоскости измерений указывает на увеличение коэффициента потерь в центральной части. канал (далеко от следа), соответствующий предсказанному кодом. Хотя здесь эта особенность слабо видна (хотя она присутствует и отмечена черными стрелками), она отчетливо проявляется в данных измерений пятидырочным зондом, представленных в [18] , поскольку конструкция зонда позволяла расширить измерительную сетку ближе к торцевой стенке ступицы. . Поле статического давления, показанное на рисунке 4b, свидетельствует об обычном радиальном градиенте давления из-за радиального равновесия в сочетании с окружным возмущением, возникающим в результате градиента всасывания/давления поперек канала ло

Machine Translated by Google

распался в этом осевом положении. Поле давления отмечает возмущение, создаваемое вихрем -концентратором, которое также проявляется в эксперименте.

Все кадры, показанные в верхней части рисунка 4, были получены путем усреднения по времени данных FRAPP, и по этой причине периодическая неустойчивость, создаваемая ротором, фильтруется. Используя оперативность FRAPP и применяя к сигналу давления так называемую тройную декомпозицию , можно выделить разрешенную (периодическую) и неразрешенную нестационарность потока. Фильтруя только периодическую составляющую, результирующий сигнал можно интерпретировать как случайное колебание общего давления из-за турбулентности, а его стандартное отклонение RMSP можно использовать в качестве маркера областей высокой турбулентности [22]. Все области с низким общим давлением , указанные выше, идеально соответствуют областям с высоким RMSP, как видно из карты RMSP, приведенной на рисунке 5, где оценивается интерпретация таких областей как структур вязкого потока, выпускаемого статором. Это наблюдение, которое кажется тривиальным с точки зрения усреднения по времени, станет менее тривиальным, когда мы сосредоточимся на взаимодействии статора и ротора в разделе 4.2 статьи.

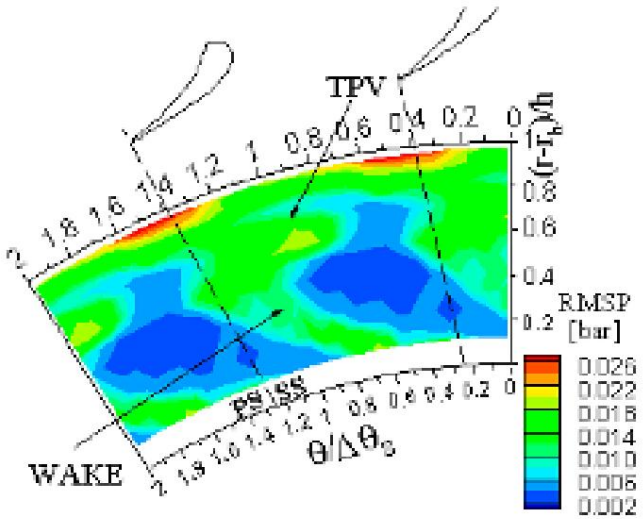


Рисунок 5. Стандартное отклонение абсолютного полного давления (RMSP) на выходе статора.

4.1.2. Вращающаяся система отсчета.

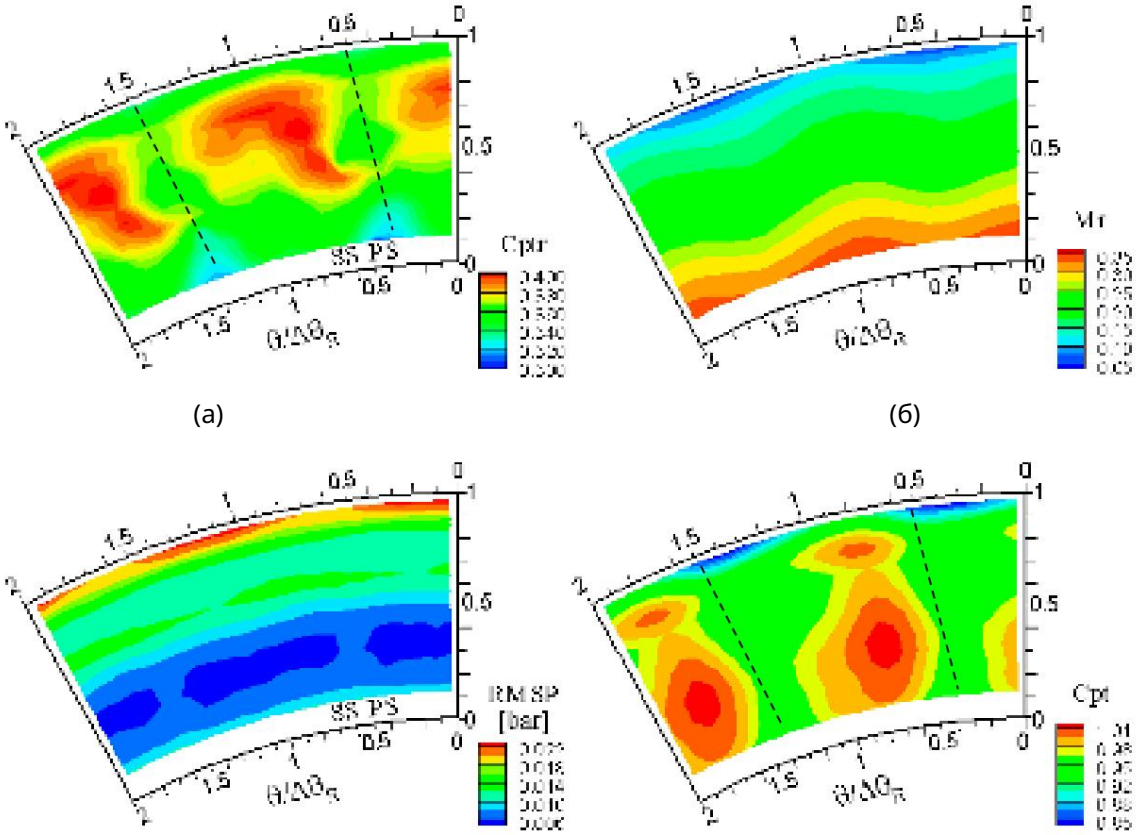
Когда перспектива меняется со стационарной на вращающуюся систему отсчета , можно выделить различные особенности потока. Во вращающейся системе координат обычно значимыми величинами являются относительное полное давление (и связанный с ним коэффициент Cptr) и относительное число Маха (Mr), поступающее в ротор, измеренные распределения которых представлены в двух верхних кадрах рисунка 6.

Что касается распределения Cptr в окружном направлении, оно показывает пик и спад на шаг, что свидетельствует о периодической тенденции; та же особенность наблюдается и для числа Маха, тенденция которого противоположна тенденции статического давления. Форма области низкого Cptr (выделена черными пунктирными линиями на рисунке 6), которая имеет почти постоянное расширение в окружном направлении вдоль всего размаха канала, предполагает, что она не связана со следом статора (который, напротив, сильно изогнутый); таким образом, здесь действует другой эффект, явно связанный с ротором.

Если каким-то искусственным путем проанализировать среднее по времени распределение абсолютного полного давления, воспринимаемого вращающимся наблюдателем, можно ожидать увидеть однородную тенденцию в направлении по окружности; тот же вывод справедлив и для RMSP, распределение которого, как оказалось, соответствует распределению абсолютного полного давления для стационарных наблюдателей. Это ожидание не учитывается измерениями, что также видно на двух нижних кадрах рисунка 6. Фактически только RMSP демонстрирует азимутально однородное распределение, тогда как распределение Pt показывает явное возмущение, пространственная периодичность которого совпадает с периодичностью ротор. Область низкого общего давления не может быть пр

Machine Translated by Google

или как вторичная область потерь, поскольку никакие характерные особенности этих явлений не могут быть найден.

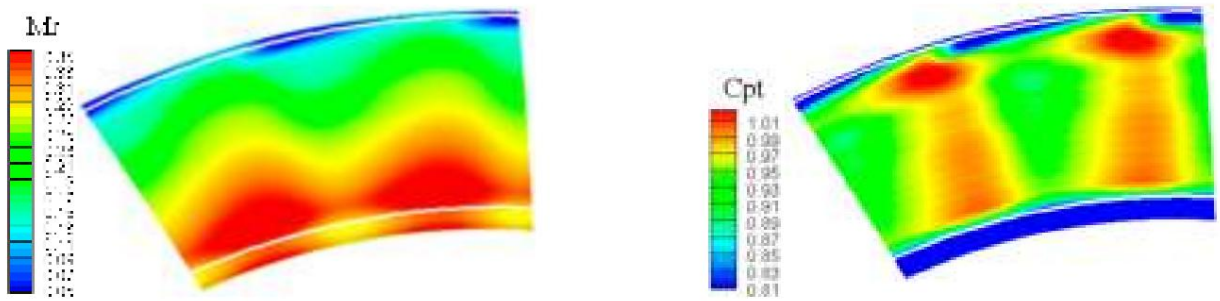


(а) (б)

(с) (г)

Рис. 6. Экспериментальное усредненное по времени течение во вращающейся системе отсчета; а) коэффициент относительного общего давления Cptr; (б) относительное число Маха Mr; (c) нерешенная неустойчивость общего давления RMSP; (d) коэффициент полного давления Cpt.

Результаты моделирования CFD, показанные на рисунке 7, подтверждают регулярную и типичную тенденцию. относительного числа Маха и особенно неожиданное распределение абсолютной суммы давление. Причину таких результатов следует искать во взаимодействии статора и ротора. явления, подробно представленные и обсуждаемые в следующем разделе.



(а) (б)

Рис. 7. Вычисленное усредненное по времени относительное число Маха (а) и абсолютное полное давление (б) во вращающейся системе отсчёта. опорное значение на выходе статора.

Machine Translated by Google

4.2. Эффекты взаимодействия

ротор-статор. Используя быстроту FRAPP и методы усреднения фазы, можно нанести на карту различные моменты взаимодействия статора-ротора и, специально для этого анализа, влияние ротора на поле потока, создаваемое статором. .

Первой описываемой величиной является RMSP, нанесенный на половину лопаточного ряда статора на рисунке 8. Предварительно отметим, что на графиках такого типа соседние каналы воспроизводят разные фазы взаимодействия статора и ротора из-за отставания по фазе, возникающего из-за разницы фаз. количество рядов лопаток статора и ротора. Как ясно видно, распределение почти периодическое с шагом статора и в основном связано с вязкими структурами статора (обозначенными как W), на которые лишь незначительно влияет взаимодействие ротор-статор. Также отчетливо видна периодичность по всему венцу около 120 градусов как следствие количества лопаток ротора и статора (25/22 8/7, что означает 3 почти периодические конфигурации по всему кольцу). Контуры восьми соседних каналов ротора также отмечены черными линиями, и также сообщается результирующая общая дуга.

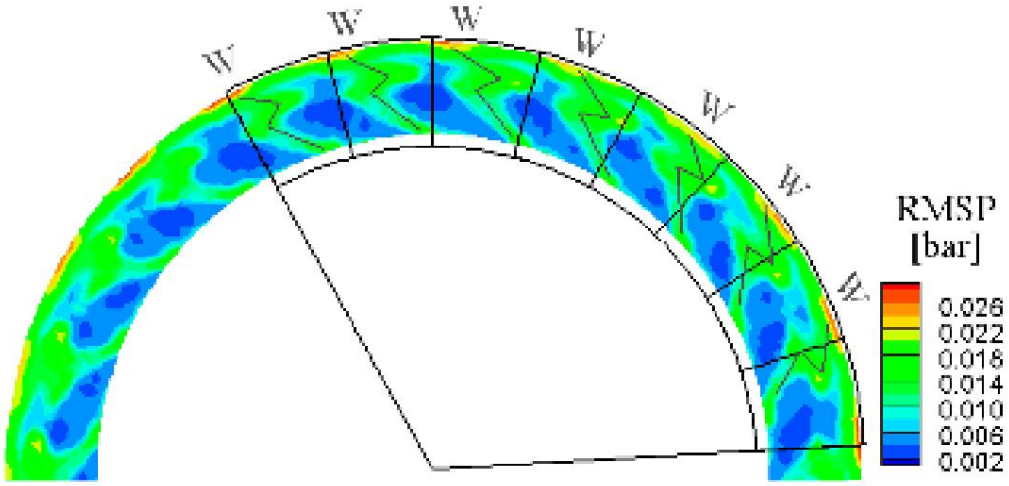


Рисунок 8. Снимок распределения RMSP по нескольким каналам в разных положениях статора-ротора.
Рисунок 8. Снимок распределения RMSP по нескольким каналам в разных положениях статора-ротора.

При изучении мгновенного распределения Pt, показанного на рисунке 9, следы статора , признанные как области низкого Pt/высокого RMSP на стационарных усредненных по времени картах, перестают быть четко видимыми, как показано на рисунке 8. На рисунке 9 а на следующих двух рисунках черные линии, помеченные буквой «W», обозначают следы следа, определенные из RMSP на рисунке 8, и также переименованы с A на G, чтобы учитывать другой канал.

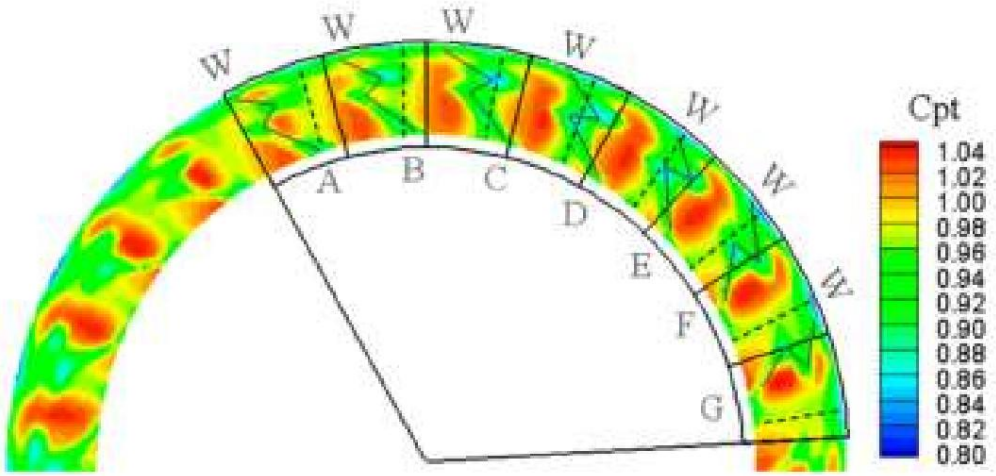


Рисунок 9. Снимок распределения Cpt по нескольким каналам в разных положениях статора-ротора.

Machine Translated by Google

Применительно к рис. 9 и начиная слева область низкого Pt совпадает с черной сплошной линией A, т. е. следом статора, но справа появляется еще одна зона низкого Pt (выделена пунктирной линией), не слитая с первой; эта вторая область с низким содержанием Pt почти однородна в направлении размаха. При рассмотрении соседнего канала (след B) зона с низким Pt, соответствующая черной линии, все еще остается (с незначительным отличием от следа A), тогда как область с низким Pt «перемещается» в сторону следа и частично перекрывается со следом. последний. В следе C две зоны с низким содержанием Pt идеально перекрываются, что приводит к самому глубокому дефициту общего давления. При этом, переходя от одного канала к соседнему (след C к следу D, к E и т. д.), вторая область с низким Pt постепенно «перемещается» влево относительно следа статора. То же самое можно сделать и в области высокого общего давления, обычно называемой изэнтропической областью, где уровень модулируется при переходе от одного канала к соседнему. Среднее время этого процесса в абсолютной системе отсчета, которое является средним среди различных каналов статора, представленных на этом графике, уже было указано на рисунке 4. Более того, если учитывать уровень давления, усредненное по времени значение Pt в свободный поток составляет 1,345 бар (что соответствует восходящему потоку), фазово-разрешенный – до 1,36 бар. Поскольку общее давление в статоре не может увеличиться, азимутальное возмущение Pt, обсуждавшееся выше, очевидно, является влиянием ротора на поток, выделяемый статором.

Еще одним доказательством этого является то, что это возмущение Pt вращается согласованно с движением лопастей ротора. Фактически, когда ротор движется вниз по потоку от выходной секции статора, потенциальное поле ротора распространяется вверх по потоку с волной высокого и низкого статического давления, что также вызывает соответствующие изменения в местном направлении потока. Это также вызывает локальное перераспределение механической энергии, концептуально соответствующее «внутреннему» обмену работой между различными частями потока, что в конечном итоге изменяет общее давление. В разделе 5 будет предложена количественная оценка периодического изменения общей температуры жидкости перед ротором, возникающего в результате процесса, описанного выш

Учитывая абсолютный угол потока, показанный на рисунке 10, наблюдается возмущение, вызванное ротором, которое изменяет направление потока. В частности, положения взаимодействия , обозначенные как след C и D, показывают максимальный переворот (большие углы) в области середины размаха и максимальный недоворот (малые углы) на ступице. Максимальный поперечный поток на наконечнике приходится на положение взаимодействия E, F, где также наблюдается самое низкое общее давление. Поле числа Маха, представленное на рисунке 11, показывает модуляцию между соседними каналами. Данная особенность свидетельствует о том, что изменение расхода, выделяемого каналом статора, зависит от положения ротора, поскольку передняя кромка лопатки создает засор на выходе из канала статора. Наименьшее число Маха, как среднее по проходу, наблюдается в канале между следами D и E.

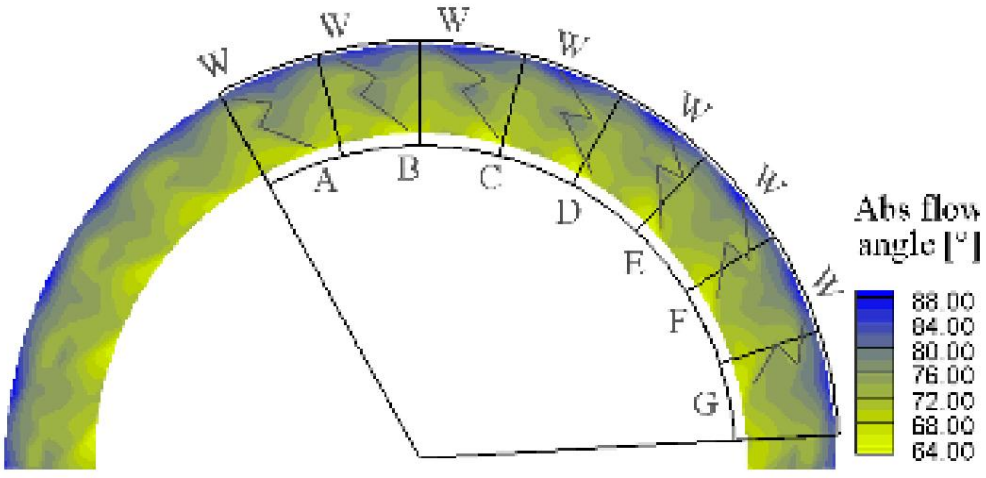
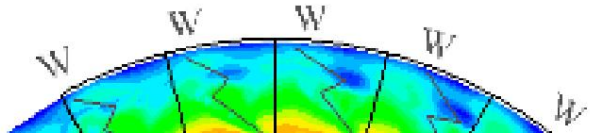


Рисунок 10. Снимок распределения абсолютного угла потока по нескольким каналам в разных положениях статора-ротора.



Machine Translated by Google

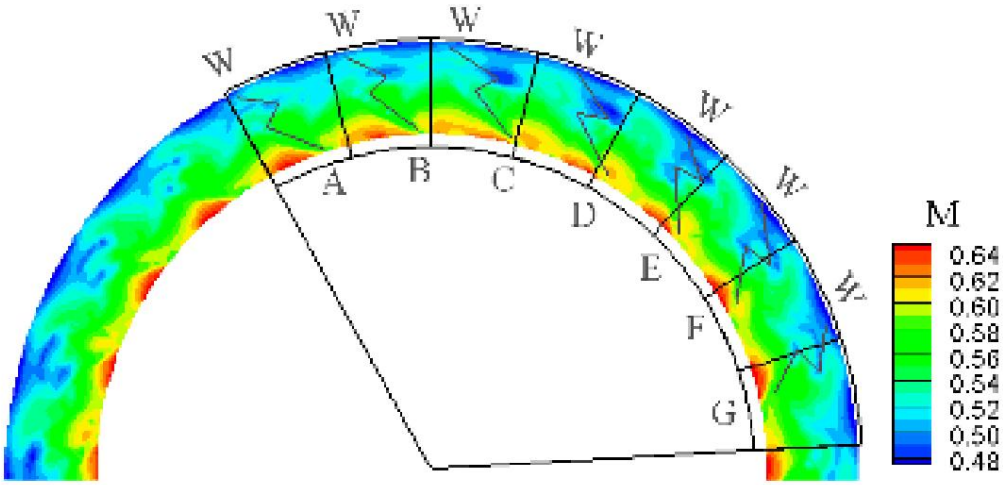


Рисунок 11. Снимок распределения M по нескольким каналам в разных положениях статора-ротора.

Сценарий, полученный в результате анализа экспериментов с временным разрешением между зазором статора и ротора, демонстрирует значительное взаимодействие между аэродинамикой статора и ротора. Хотя некоторые эффекты хорошо известны и правильно обсуждаются в литературе, для других величин (например, абсолютного полного давления) требуется объяснение. С этой целью были рассмотрены модели CFD, и на рисунке 12 суммированы соответствующие характеристики, недоступные в экспериментах, такие как конфигурация потока и распределение абсолютных общих величин, энтропии и давления на поверхности между лопастями в середине пролета. На левом кадре рисунка 12 показаны линии тока, построенные с вектором абсолютной скорости вверх по потоку и внутри канала ротора. Линии потока четко обозначают локальный поворот потока, происходящий вокруг передней кромки ротора, и, в частности, абсолютный поток подвергается локальному ускорению и отклонению вблизи передней всасывающей стороны лопасти ротора. Именно это является причиной азимутальной изменчивости угла потока, наблюдавшейся в экспериментах, что было отмечено в комментариях к рисунку 10.

Изменение угла потока связано с изменением углового момента жидкости , который локально увеличивается, поскольку лопасть ротора локально сообщает потоку крутящий момент: этот процесс в конечном итоге увеличил механическую энергию потока перед лопаткой. Это изменение механической энергии имеет знак, противоположный ожидаемому в турбине, что приводит к локальному увеличению абсолютного общего давления и объясняет неожиданное повышение Pt перед ротором. Это явление ясно видно на соответствующем распределении Pt, представленном на рисунке 12, который показывает, как область с высоким содержанием Pt распространяется вверх по потоку, оказывая значительное влияние также на след статора, который появляется на этой фазе взаимодействия. Интересно отметить, что этот процесс не меняет уровень энтропии в потоке перед ротором: поле энтропии показывает, как след статора искривляется в результате взаимодействия с лопаткой ротора, но также подчеркивает, что дальнейшего производства энтропии не происходит. , что подтверждает квазиизоэнтропический характер обсуждаемого здесь эффекта.

Поле Tt в середине размаха демонстрирует азимутальное возмущение, распространяющееся вверх по потоку вдоль черных пунктирных линий, показанных на рисунке 12, что свидетельствует о том, что отклонение потока перед ротором является основным фактором процесса. Благодаря почти однородности общего температурного фонового поля можно правильно оценить синусоидальный характер возмущения, а также его решающую зависимость от конструкции передней части лопатки , особенно на стороне всасывания. С этой точки зрения сравнение с полем статического давления показывает, что возмущения Pt-Tt не связаны с рекомпрессией, вызванной передней кромкой ротора (которая распространяется вверх по потоку вдоль красной пунктирной линии), а, наоборот, происходит в области поток с относительно низким статическим давлением; в частности, рост полной температуры/полного давления начинается именно там, где обнаруживаются максимальные (по абсолютной величине) отрицательные азимутальные градиенты давления.

Machine Translated by Google

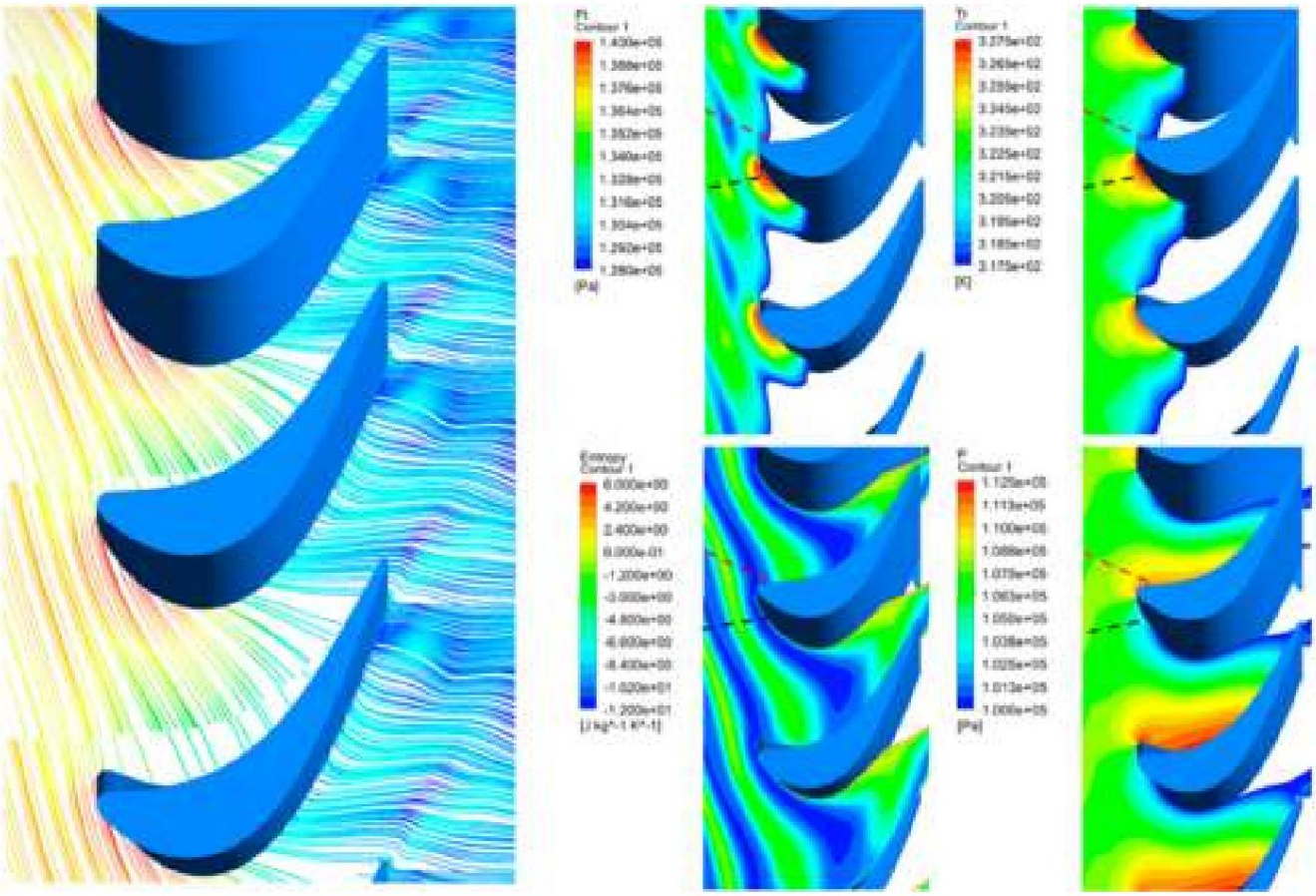


Рисунок 12. Рассчитанное мгновенное абсолютное поле потока на роторе в середине пролета. Слева: линии тока вектора абсолютной скорости (окрашены в соответствии с величиной скорости). В центре: поля Pt (вверху) и энтропии (внизу) . Справа: поля Tt (вверху), P (внизу) .

5. Обсуждение: Эффект разделения энергии.

Одним из последствий периодических колебаний потока, вызванных ротором, является то, что ротор сжимает и разгерметизирует поле потока в зазоре статор-ротор: если, как в этом случае, поток дозвуковой, то не возникают ударные волны и среднее по времени этого возмущения является нулевым, а именно, среднее по времени течение соответствует установившемуся состоянию течения. Как показали результаты CFD, вращение потенциального поля ротора вызывает квазиизоэнтропические нестационарные возмущения полной температуры (или полной энтальпии), распространяющиеся вверх по потоку. Обнаруженный эффект можно аналитически обосновать, обратившись к уравнению 1, которое устанавливает связь, строго справедливую только для невязких течений, между материальной производной полной энтальпии и локальной (частной) производной статического давления. Способность нестационарности статического давления «перераспределять» общие количества в литературе часто называют эффектом разделения энергии. Широко документировано, что разделение энергии происходит в вихревых дорожках Фон Кармана, характеризующихся следом за цилиндрами в поперечном потоке [23,24] , а также наблюдалось в явлениях взаимодействия лопасти и следа [18]. В данном случае источник нестационарности статического давления следует искать в поле давления ротора, распространяющемся вместе с самой лопаткой. В результате движения лопасти азимутальные градиенты давления на относительную раму переходят в нестационарность статического давления по формуле [25]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \rho_{\text{отн}} U \frac{\partial}{\partial y} \quad (2)$$

Machine Translated by Google

Подставив выражение (2) в уравнение (1), можно получить дифференциальную зависимость между полем давления ротора и увеличением общей энтальпии:

$$\rho \frac{Дхт}{Дт} = U \frac{p|}{y}_{отн.} \quad (3)$$

Уравнение (3) аналитически демонстрирует экспериментальные и расчетные результаты этого исследования, а именно то, что поле давления ротора способно вызывать эффекты разделения энергии в осевом зазоре статор-ротор газовой турбины высокого давления. Если аэродинамическая нагрузка ротора высока (как обычно в современных ступенях газовых турбин) и осевой зазор между статором и ротором мал (как обычно в турбинах), этот эффект может оказать существенное влияние на аэродинамику лопаток статора и теплообмен. .

Вышеприведенные утверждения и, в более широком смысле, техническая значимость эффекта разделения энергии здесь обсуждают необходимость правильной количественной оценки. Фактически, прямая количественная оценка колебаний полной энтальпии/общей температуры перед ротором невозможна, поскольку невозможны нестационарные измерения общей температуры (ни быстродействующий датчик температуры, ни вращающийся датчик не доступны для таких высокоскоростных измерений). роторы). Тем не менее, изэнтропический характер эффекта разделения энергии позволяет оценить общее увеличение температуры на основе экспериментов, применяя изэнтропические термодинамические соотношения к измеренным возмущениям полного давления. Принимая в качестве эталонных значений средние значения измеренных распределений общего давления и общей температуры по шагам, локальная общая температура с фазовым разрешением рассчитывается на основе общего давления с фазовым разрешением следующим образом:

$$Tт = Tт \frac{Pt}{Pty}^{\frac{1}{y}} \quad (4)$$

Интересно отметить, что средние значения Pt и Tt по шагам являются эффективными эталонными условиями, поскольку среднее значение фильтрует влияние потенциального поля ротора. Суммарное колебание температуры из-за разделения энергии окончательно можно оценить как Tt = Tt Tt.

Результаты этого количественного анализа представлены на рисунке 13a для двух шагов ротора и показывают (для данного рабочего состояния) колебание температуры Tt ± 0,9 K; эта величина соответствует примерно 8% общего перепада температуры на ступени (21,5 K). Небольшой тангенциальный сдвиг между уровнем высокой температуры во ступице и на конце зависит от скручивания лопасти несущего винта, от направления размаха азимутального положения передней кромки лопасти несущего винта и от нагрузки на переднюю кромку. Интересно, что на рисунке 13b показано распределение Tt по двум шагам ротора, полученное непосредственно из CFD-моделирования (т. е. с использованием фактических нестационарных значений общей температуры, предсказанных решателем). Отличное сравнение экспериментальной оценки и моделирования демонстрирует не только «качественную» достоверность интерпретации, но и количественную значимость подхода разделения энергии.

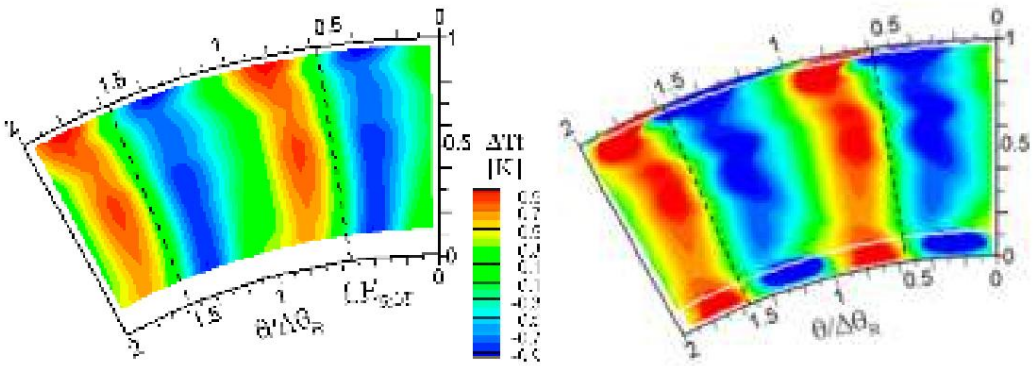


Рис. 13. Амплитуда периодических колебаний общей температуры перед ротором вследствие возмущений, вызываемых ротором; (а) рассчитано на основе измерений общего давления; (б) предсказано CFD.

Machine Translated by Google

В конечном счете, представленные здесь рабочие условия являются одним из четырех фактически доступных, взятых при более высокой и низкой степени расширения (хотя все еще все дозвуковые) и здесь не показаны для краткости: важно подчеркнуть, что для всех таких различных В условиях эксплуатации общее колебание температуры всегда составляет около 10 % от общего падения температуры ступени.

6. Выводы

В статье путем объединения экспериментов и CFD-моделирования представлено течение в зазоре статор-ротор дозвуковой турбины высокого давления и то, как на него влияет потенциальное поле ротора, распространяющееся вверх по потоку.

Во-первых, была проведена проверка CFD-модели на экспериментальные данные , показавшая очень хорошее согласие с точки зрения общей производительности каскада и ступени, профилей усредненных данных по шагам и распределенного поля потока.

Затем поток, высвобождаемый статором, исследовался с двух альтернативных точек зрения, т. е. для стационарных и вращающихся наблюдателей, как с точки зрения среднего по времени, так и с точки зрения фазово-разрешенных величин. Анализ в стационарной системе координат показывает хорошо известную картину следа и вторичного течения, проблемы радиального равновесия и механизмы потерь, типичные для дозвукового современного статора. Во вращающейся системе отсчета относительные величины представляют собой периодический образец, форма и периодичность которого зависят от шага ротора. Напротив, абсолютное полное давление, воспринимаемое вращающимся наблюдателем, свидетельствует о периодической закономерности, характеризующейся угловой периодичностью ротора, что свидетельствует о влиянии потенциального поля ротора на поле полного давления в зазоре статор-ротор.

При анализе поля фазоразрешенного течения влияние аэродинамики ротора на течение в зазоре статор-ротор обнаруживается на большинстве величин, таких как полное давление, число Маха, угол потока, а вязкие диссипативные структуры высвобождаемые статором оказываются лишь слабо подверженными влиянию ротора. Эти эффекты могут быть связаны только с потенциальным полем ротора, которое является уникальной особенностью ротора и может распространяться вверх по потоку.

Распределение числа Маха демонстрирует периодическое засорение расхода канала статора. Угол потока также показывает периодическое увеличение тангенциальной составляющей абсолютной скорости. Полное давление периодически возрастает по отношению к входу статора, что, по-видимому, нарушает баланс энергии и импульса. Моделирование CFD показывает внутреннюю связь между этими наблюдениями, предполагая, что общее повышение давления вызвано отклонением абсолютного потока при повороте передней части лопасти ротора. Прогнозы также показывают локальное и периодическое повышение общей температуры в соответствии с повышением общего давления, что также указывает на почти изэнтропический процесс.

Аналитический подход позволяет объяснить наблюдаемую особенность и классифицировать ее как новый эффект разделения энергии, не описанный до сих пор в научной литературе, по сведениям авторов, при котором нестационарность статического давления запускается вращением потенциального поля ротора. . С количественной точки зрения этот эффект разделения энергии влияет на общее температурное поле, которое периодически изменяется примерно на ±8% по отношению к среднему перепаду температуры на сцене.

Подобный эффект может сыграть роль на аэродинамике и особенно на теплоотдаче в задней части лопатки статора, особенно для ступеней газовых турбин нового поколения с высокой нагрузкой ротора и малым осевым зазором между лопатками. ряды. Более того, в случае трансзвуковых турбин (за исключением очень редкого режима насыщения) возникновение сверхзвуковых потоков и ударных волн в зазоре статор-ротор, вероятно, изменит изэнтропический характер процесса, что потенциально повлияет на производительность. Будущие работы расширят настоящее исследование, рассматривая трансзвуковые стадии и более реалистичные осевые зазоры, уделяя особое внимание аэротермическому поведению статора.

Помимо физических аспектов, настоящие результаты также показывают важность конструкции передней части лопасти ротора, то есть одной из основных геометрических особенностей, определяющих распространение потенциального поля ротора вверх по потоку. Дальнейшие исследования этой особенности и ее последствий могут привести к новым конструктивным замечаниям по оптимизации как ротора, так и статора.

Machine Translated by Google

Вклад автора: концептуализация, PG и GP; методология, PG и GP; программное обеспечение, PG и врач общей практики; эксперименты, ПГ; CFD и его валидация, GP; формальный анализ, PG и GP; письмо-подготовка первоначального проекта, PG и GP; написание — рецензирование и редактирование, врач общей практики. Все авторы прочитали и согласился с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

латинский	
сх:В	осевая хорда статора
ДМ	средний диаметр ступени
Г	массовый расход
х	высота лезвия
хт	Общая энтальпия
Мистер	относительное число Маха
н	скорость вращения
Нб	номер лезвия
Р.S.	статическое давление
Пт	абсолютное полное давление
Птр	относительное полное давление
$\overline{Пт}$	усредненное по шагу полное давление
т	время
ТК	зазор наконечника
Тт	абсолютная общая температура
$\overline{Тт}$	усредненная по шагу полная температура
Ттин	общая температура на входе
ты	окружная скорость
Вт	тангенциальная скорость
Илосс	коэффициент полной потери давления
Греческий	
β	коэффициент общего расширения к статическому разница
ε	отклонение потока в середине пролета
γ	соотношение удельных теплоемкостей
ρ	плотность
σ	прочность лопасти в середине размаха (хорда/шаг)
Θ	окружная координата
θR	угловой шаг ротора
Индексы	
ре ф	исходное состояние

Сокращения

Соотношение сторон лопасти AR (высота/хорда)	
CFD	Вычислительная гидродинамика
Cps = (P-Pref)/(Ptref-Pref) коэффициент давления	
Cpt = (Pt-Pref)/(Ptref-Pref) коэффициент общего давления	
Cptr = (Ptr-Pref)/(Ptref-Pref) коэффициент относительного общего давления	
Аэродинамический датчик давления FRAPP с быстрым откликом	
ТПВ	Совет Проход Вортекс

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Шарма, ОП; Пикетт, Г.Ф.; Ни, Р.Х. Оценка нестационарных потоков в турбинах. Я. Турбомах. 1992, 114, 79–90. [Перекрестная ссылка]
2. Заккария, Массачусетс; Лакшминараяна, Б. Нестационарное поле потока из-за взаимодействия следа сопла с ротором в турбине с осевым потоком: Часть I – Поле потока прохода ротора. Я. Турбомах. 1997, 119, 210–222. [Перекрестная ссылка]
3. Чалувади, ВСП; Калфас, А.И.; Бенигбал, MR; Ходсон, HP; Дентон, Дж. Д. Взаимодействие лопаток и рядов турбины высокого давления. Ж. Пропул. Власть 2001, 17, 892–901. [Перекрестная ссылка]
4. Шлиенгер Дж.; Калфас, А.И.; Абхари, Р.С. Взаимодействие вихревого следа и лопасти в кожуховой осевой турбине. Я. Турбомах. 2005, 127, 699–707. [Перекрестная ссылка]
5. Денос Р.; Артс, Т.; Паниагуа, Г.; Микеласси, В.; Мартелли, Ф. Исследование нестационарной аэродинамики ротора в трансзвуковой ступени турбины. Я. Турбомах. 2001, 123, 81–89. [Перекрестная ссылка]
6. Чалувади, ВСП; Калфас, А.И.; Ходсон, HP; Охяма, Х.; Ватанабэ, Э. Взаимодействие рядов лопаток в паровой турбине высокого давления. Я. Турбомах. 2003, 125, 14–24. [Перекрестная ссылка]
7. Миллер, Р.Дж.; Мосс, RW; Эйнсворт, RW; Хорвуд, К.К. Взаимодействие лопасти и ротора с временным разрешением в ступени турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2003, 125, 1–13. [Перекрестная ссылка]
8. Ходсон, Х.П.; Хауэлл, Р. Дж. Блейдроу. Взаимодействие, переход и аэродинамические крылья с большой подъемной силой в турбинах низкого давления. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2005, 37, 71–98. [Перекрестная ссылка]
9. Денос Р.; Паниагуа, Г. Влияние взаимодействия лопаток и ротора на нестационарное поле потока после трансзвуковой турбины высокого давления. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2005, 219, 431–442. [Перекрестная ссылка]
10. Гёттлих Э.; Войсетшлегер, Дж.; Пиринджер, П.; Хампель, Б.; Хейтмейр, Ф. Исследование образования вихрей и взаимодействия следа и следа в трансзвуковой ступени турбины с использованием лазерной доплеровской скорости и скорости изображения частиц. Я. Турбомах. 2006, 128, 178–187. [Перекрестная ссылка]
11. Гаэтани, П.; Персико, Г.; Доссена, В.; Оснаги, К. Исследование поля течения в ступени турбины ВД для двух осевых статор-ротор пробелы: Часть II – Поле нестационарного течения. Я. Турбомах. 2007, 129, 580–590. [Перекрестная ссылка]
12. Паниагуа, Г.; Яса, Т.; Де Ла Лома, А.; Кастильон, Л.; Котон, Т. Нестационарные сильные ударные взаимодействия в трансзвуковой турбине: экспериментальный и численный анализ. Ж. Пропул. Власть 2008, 24, 722–731. [Перекрестная ссылка]
13. Гаэтани, П.; Персико, ГВ; Оснаги, К. Влияние осевого зазора на взаимодействие лопаток и ротора в ступени турбины с малым удлинением. Ж. Пропул. Власть 2010, 26, 325–334. [Перекрестная ссылка]
14. Дринг, Р.П.; Джослин, HD; Хардин, LW; Вагнер, Дж. Х. Взаимодействие ротора и статора турбины. Дж. Инж. Власть 1982, 104, 729–742. [Перекрестная ссылка]
15. Миллер, Р.Дж.; Мосс, RW; Эйнсворт, RW; Харви, Н.В. Уэйк, ударная нагрузка и взаимодействие потенциального поля в 1,5-ступенчатой турбине – Часть I: взаимодействие лопаток с ротором и ротора с лопатками. Я. Турбомах. 2003, 125, 33–39. [Перекрестная ссылка]
16. Дин Р.С. О необходимости нестационарного течения в машинах с жидкостью. Дж. Базовый англ. 1959, 81, 24–28. [Перекрестная ссылка]
17. Ходсон, Х.П.; Дауэс, В.Н. Об интерпретации измеренных потерь профиля в исследованиях взаимодействия лопаток турбины в нестационарном следе. Я. Турбомах. 1998, 120, 276–284. [Перекрестная ссылка]
18. Гаэтани, П.; Персико, Г.; Спинелли, А. Совместное влияние степени расширения и нагрузки на лопасти на аэродинамику самолета высокого давления. газовая турбина. Прил. наук. 2017, 7, 259. [CrossRef]
19. Гаэтани, П.; Персико, Г. Разработка технологии аэродинамических датчиков давления с быстрым откликом. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2020, 5, 6. [CrossRef]
20. Персико, Г.; Мора, А.; Гаэтани, П.; Савини, М. Нестационарная аэродинамика ступени турбины малого удлинения: проблемы моделирования и физика потока. Я. Турбомах. 2012, 134. [CrossRef]
21. Джайлс М.Б. Взаимодействие статора и ротора в трансзвуковой турбине. Ж. Пропул. Власть 1990, 6, 621–627. [Перекрестная ссылка]
22. Персико, Г.; Гаэтани, П.; Парадизо, Б. Оценка турбулентности с помощью датчиков давления с одним датчиком. В материалах XIX симпозиума по методам измерения трансзвуковых и сверхзвуковых потоков в каскадах и турбомашинах, Род-Сен-Женез, Бельгия, 7–8 апреля 2008 г.
23. Экерт, Э.РГ. Перекрестный перенос энергии в потоках жидкости. Wärme-und Stoffübertragung 1987, 21, 73–81. [Перекрестная ссылка]
24. Алексюк А.И. Эффект Эккерта–Вейзе и разделение энергии при интерференции потока за расположенными рядом цилиндрами. Дж. Гидромеханика. 2021, 915. [CrossRef]
25. Ходсон, Х.П.; Хайнс, Т.П.; Грейтцер, Э.М.; Тан, К.С. Физическая интерпретация изменений давления застоя и энтальпии в Нестационарный поток. Я. Турбомах. 2012, 134, 060902.