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 и успеху нескольких научных

событий 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 задач и. 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

Характеристика нестационарного потока утечки в осевом вентиляторе †

Маттео Деллакасагранде *, Эдвард Канепа ‡, Андреа Каттанеи ‡ и Мехрдад Моради ‡

Департамент машиностроения, энергетики, менеджмента и транспорта (DIME), Университет Генуи, 16145 Генуя, Италия; edward.canepa@unige.it (EC); andrea.cattanei@unige.it (AC); mehrdad.moradi@edu.unige.it (MM)

* Адрес для переписки: matteo.dellacasagrande@edu.unige.it

† Этот документ представляет собой расширенную версию документа нашего совещания ETC15-187, опубликованного на 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

‡ Эти авторы внесли в этот доклад равной степени свой вклад.

Аннотация: В настоящей работе проведено экспериментальное исследование течения утечек в кольце тихоходного вентилятора. Существующие измерения скорости изображения 2D частиц (PIV), полученные в меридиональной плоскости перед зазором ротора, были дополнительно обработаны и проанализированы с помощью правильного ортогонального разложения (POD). Исследованы три значения безразмерного повышения давления на роторе. А именно, внимание было сосредоточено на промежуточном случае — том, для которого наблюдались сильные радиальные колебания потока утечки: результаты POD показали, что в этом состоянии поток утечки демонстрирует периодические радиальные колебания, которые не коррелируют с периодическое прохождение лезвия. Более того, было обнаружено, что такие когерентные движения способствуют переносу турбулентности в различных радиальных положениях, тогда как колебания, связанные с ротором, оказывают в этом смысле незначительный э Настоящая процедура POD в целом может применяться к потокам турбомашин для характеристики их нестационарного поведения помимо классических методов усреднения фазы, основанных на величинах, связанных с ротор Настоящий подход является новым для исследования динамики потока утечек в осевых вентиляторах.

Ключевые слова: осевой вентилятор; вращающийся кожух; поток утечки; ПИВ; ПОД

check for updates

Цитирование: Деллакасагранде, М.; Канепа, Э.; Каттанеи, А.; Моради, М. Характеристика нестационарного потока утечки в осевом вентиляторе. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 34. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030034.

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 10 июля 2023 г.
Пересмотрено: 4 сентября 2023 г.
Принято: 7 сентября 2023 г.
Опубликовано: 13 сентября 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Осевые вентиляторы, используемые в автомобильных системах охлаждения, обычно снабжены вращающимся кожухом — кольцом, соединяющим кончики лопастей, что повышает объемную эффективность, а также укрепляет весь узел. К сожалению, это приводит к сильному увеличению излучаемого шума из-за наличия когерентных структур потока (Лонгхаус [1]), которые содержатся в потоке утечек, выбрасываемом из зазора между кольцом и неподвижной оболочкой и в конечном итоге вновь возвращаются. поглощается ротором. Такой шум часто преобладает в диапазоне низких и средних частот и может также составлять основной вклад в излучаемую мощность, например, см. Canepa et al. [2,3]. Качественные особенности потока утечки известны, например, см. Fukano et al. [4], Фукано и Янг [5], Пийяр и др. [6], Магне и др. [7], Моро и Санхосе [8], Зенгер и др. [9], На и др. [10], Канепа и др. [1 Однако структуры когерентного течения обычно представляют собой довольно сложную гидродинамическую задачу, и в данном случае их свойства до конца не известны: тот факт, что появляются шумовые горбы на субгармониках частоты прохождения лопастей, указывает на их сонаправленное вращение, но связь с геометрией зазора и рабочей точкой не совсем ясна. Чтобы найти эффективные решения по снижению шума, а также предоставить надежные тестовые примеры для численного моделирования, необходимо более глубокое понимание этих аспектов.

Настоящая статья продолжает аэродинамическое исследование, представленное Canepa et al. [13], основанное на 2D PIV-измерениях, выполненных в меридиональной плоскости. В этом исследовании был проведен подробный анализ влияния рабочей точки на структуру потока утечки. А именно, было показано, что в расчетной рабочей точке происходит внезапное изменение картины потока, которое сильно влияет на излучаемый шум. Эта модификация состоит

Machine Translated by Google

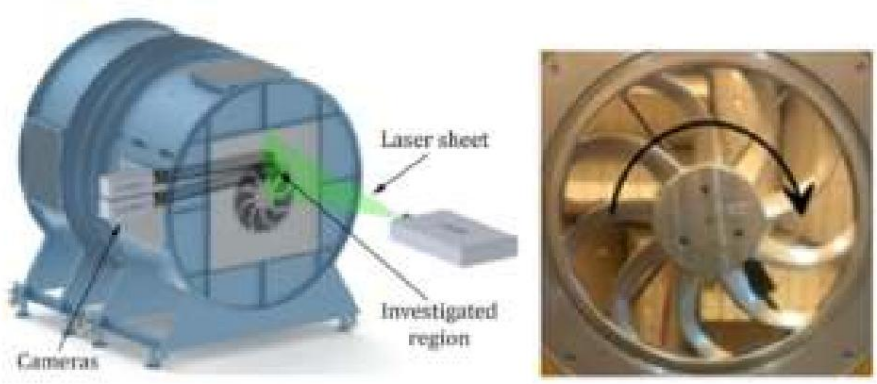
переключения между рециркуляционным потоком, прикрепленным к кромке кольца и непосредственно повторно всасываемым ротором, и радиальным потоком, который смешивается с притоком основного ротора после выхода из измерительной области в радиальном направлении. С помощью условных средних было также показано, что при модификации присутствуют оба режима течения вместе со всеми промежуточными. Однако не удалось углубить особенности перехода, а также определить, следуют ли такие закономерности регулярной временной последовательности или они чередуются случайным образом. В настоящей работе, которая представляет собой расширенную версию доклада авторов конференции Dellacasagrande et al. В [15] когерентные структуры потока, внедренные в поток, изучаются с помощью процедуры на основе POD, в которой используется метод усреднения фазы, ранее представленный в Lengani et al. [16]. Этот подход позволил выявить периодическую динамику потока у течки, которая не обязательно коррелирует с положением ротора.

2. Экспериментальная установка и методы измерения.

Представленные здесь данные являются частью экспериментальной базы данных, собранной в работе предыдущих авторов Canepa et al. [13]. Измерительная кампания проводилась в лаборатории аэроакустики DIME с вентилятором, установленным на испытательном стенде, спроектированном в соответствии с нормами ISO 5801; см. рисунок 1а. Испытываемый ротор представляет собой девятилопастной алюминиевый прототип, полученный с помощью фрезерного станка с числовым программным управлением (рис. 1б). Жесткость ротора предотвращает изменение геометрии под действием аэродинамической нагрузки и центробежной силы, избегая перекрестного воздействия на изменение потока у течки, например, см. Ротор имеет радиус вершины rtip 222 мм, соотношение радиусов ступицы и вершины rhub/rtip 0,374 и хорду, которая варьируется от 43 мм до 50 мм от ступицы до кончика. В расчетной точке коэффициент расхода составляет Φdes = Qdes/(utiprtr Tip) = 0,0869, а коэффициент повышения давления - Tip) = 0,0993, $\Psi des = pdes/(0,5\rho 0u^2$ где Q — объемный расход, а p — повышение давления вентилятора (статическое давление на выходе минус входное давление). итого 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. В ходе испытаний непрерывно измерялись p и Ω. Скорость вращения контролировалась с помощью оптического тахометра и полоски светоотражающей ленты, наклеенной на одну лопасть несущего винта, генерируя таким образом один TTL-сигнал на оборот. Зазор между вращающимся кольцом и неподвижным корпусом состоит из осевой и радиальной частей шириной 5 мм; см. рисунок 1в. Чтобы исследовать влияние повышения давления на динамику потока у течки, были рассмотрены три значения Ψ из 12, ранее исследованных Canepa et al. [13], т. е. ψ = 0,0788, 0,0899, 0,103. В этих рабочих точках наблюдается наиболее интересное поведение потока у течек.

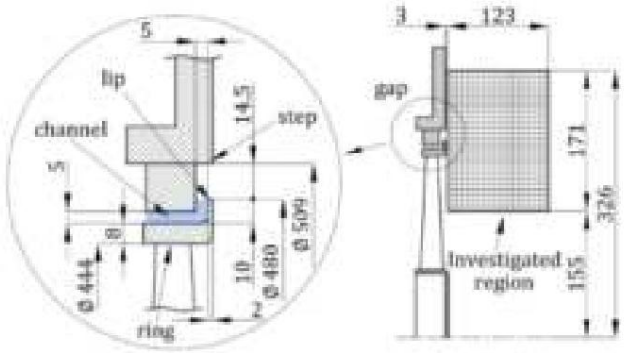
Поле течения исследовалось в меридиональной плоскости вблизи зазора наконечника с помощью системы 2D-PIV, а именно в прямоугольной области, расположенной на расстоянии x = 3 мм от кольца, с протяженностью Lx = 123 мм и Lr = 171. мм, т. е. r /rtip = 0,698–1,468 и x/ rtip = 0,014–0,581 ; см. рисунок 1в. Измерения проводились с использованием двух камер с максимальной частотой кадров 6 Гц. Осевая (u) и радиальная (v) компоненты скорости были получены с использованием пространственной функции взаимной корреляции, дающей мгновенные векторные поля, состоящие из 83 × 116 точек на квадратной сетке с шагом x = r = 1,5 мм. В ходе настоящей кампании измерений было собрано 2000 мгновенных векторных полей, а сигнал TTL, генерируемый оптическим тахометром, использовался в качестве опорного сигнала для метода усреднения ансамбля на основе ротора. Поскольку принятая система PIV не позволяет использовать сигнал TTL для запуска сбора данных PIV, снимки PIV были упорядочены апостериорно для расчета усредненного по фазе поля ротора. Мгновенные векторные поля были рассортированы по 90 фазовым элементам за оборот. Для повышения статистической достоверности данные были усреднены по ансамблю по шагу лопастей, что дало 10 меридиональных распределений на основе примерно 198 образцов. Другие подробности об экспериментальной установке и методике измерений можно найти

Machine Translated by Google



(а) Испытательная установка по стандарту ISO 5801.

(б) 9-лопастной алюминиевый вентилятор.



(в) Геометрия области зазора и поля зрения PIV.

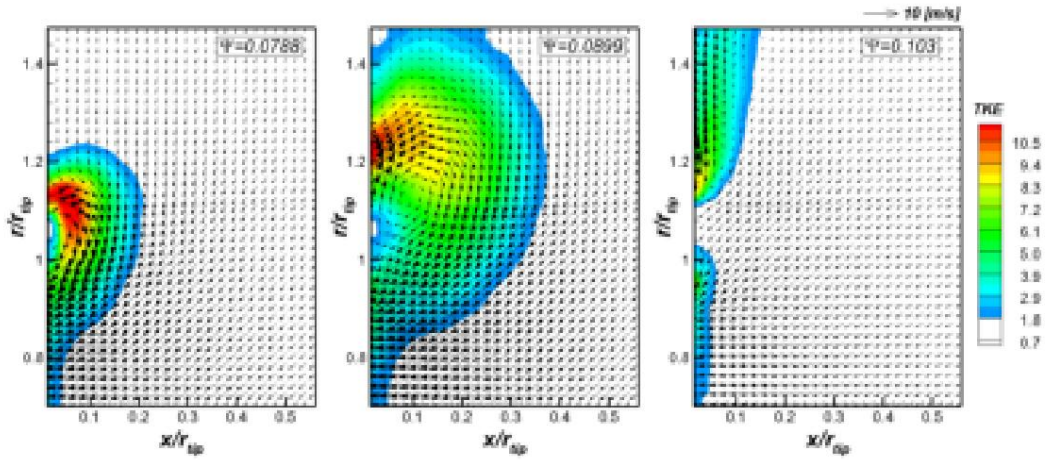
Рис. 1. (а) Экспериментальная установка; (б) испытанный прототип алюминиевого вентилятора; в – геометрия области зазора ротора и поле зрения измерений.

3. Усредненное по времени поле течения

На рисунке 2 представлены поля средневременной скорости с наложенным контурным графиком общей турбулентной кинетической энергии (TKE). Для случая Ψ = 0,0788 поток утечки напрямую засасывается ротором. Это, вместе с областью повышенного TKE, наблюдаемой примерно при 1 < r/rtip < 1,15, делает этот рабочий режим наиболее критическим с точки зрения образования шума (см. Канепа и др. [3]). Совершенно иной сценарий характеризует случай течения при Ψ = 0,103: поток, выходящий из зазора, движется радиально наружу и выходит из плоскости измерения, прежде чем войти в ротор. Поэтому поток утечки не взаимодействует напрямую с лопатками ротора, так как сначала смешивается с набегающим потоком на Кроме того, наблюдаются более низкие значения TKE , причем максимальные значения наблюдаются при r/rtip > 1,1.

Наиболее интересным условием является случай Ψ = 0,0899. Здесь средневременная лучевая скорость $\overline{(v)}$ положительна при r/rtip > 1, что приводит к увеличению области рециркуляции по сравнению со случаем Ψ = 0,0788. Однако в отличие от случая Ψ = 0,103 поток утечки попадает в ротор раньше, чем покинет плоскость измерения. Как показано ниже, заметные радиальные колебания потока утечки ответственны за расширенную область высоких значений TKE для Ψ = 0,0899 (см. также Canepa et al. [13]). В противном случае условия Ψ = 0,0788 и 0,103 оказались существенно более устойчивыми с точки зрения динамики потока утечки. На основании изложенных выше наблюдений в настоящей работе основное внимание уделяется анализу случая Ψ = 0,0899 и связанного с ним нестационарного поведения потока утечки. Цель состоит в том, чтобы проверить все возможные источники периодической неустойчивости, влияющие на динамику потока утечки, которые не обязательно связаны с угловым положением ротора. С этой целью для детального исследования когерентных движений, влияющих на поток утечки, для этого конкретного случая потока используется метод усреднения фазы на основе POD .

Machine Translated by Google



Рису нок 2. Ве кторное пре дстав л е ние сре дне г о по вре ме ни пол я пото ка с нал оже нным конту рным г рафиком обще г о TKE [м2/с 2] . Пре дстав л е ны сл у ч аи Ψ = 0,0788, 0,0899 и 0,103.

4. Собстве нное орто г онал ьное раз л оже ние не стационарно г о пото ка у те ч ки

4.1. Мате матич е ская основа POD

Собстве нное орто г онал ьное раз л оже ние бы л о вп е рвые пре дл оже но Л амл и [17] дл я анал из а ту рбу л е нтных те ч е ний. При з адан ном пол е скоросте й (т. е . u(x, t)), проце ду ра POD обе спе ч ивае т пространстве нные моды ζ (x) (напоминающие стру кту ры те ч е ния) и вре ме нные коэ ффициенты χ (t) (сохраняющие динамику мод). Со г л асно ориг и нал ьной форму л ировке Л амл и [17], ре жимы POD вы н ис л яются как собстве нные ве кторы пространстве нно г о те нз ора вз аимной корре л яции образ цов пото ка. В настоящ е й работе принята после дова те л ьная форму л ировка Сирович а [18] , в кото р ой коэ ффициенты POD пол у ч аются не посре дстве нно как собстве нные ве кторы вре ме нной матрицы вз аимной корре л яции C:

$$CX = \Lambda X \tag{1}$$

г де C = UTU, U — матрица моме нтал ьно г о снимка, соде р жащая мг нове нные ре ал из ации пол я , X — матрица, соде р жащая собстве нные ве кторы C, а Λ — диаг онал ьная матрица с отсорти р ованными собстве нными з нач е ниями. После то г о как вре ме нные коэ ффициенты POD вы н ис л яются по у ра вне нию(1), соответствующие пространстве нные моды пол у ч аются пу те м прое цирования как

$$Z = UX\Lambda^{\frac{1}{2}} \tag{2}$$

г де Z — матрица, соде р жащая моды POD ζ (x), нормированные на соответствующие им собстве нные з нач е ния. POD та к же можно испол ь з овать дл я пост р оения моде л е й пониже нно г о порядка, пре доставляя отфил ь тр ованну ю матрицу моме нтал ьных снимков UK , кото р ая сохраняе т вкл ад то л ько пе рвых K- мод. Э то де л ается пу те м обраще ния у ра вне ния (2):

$$\text{Великобритания} = Z\Lambda^{\frac{1}{2}} X^{T} \tag{3}$$

г де после дние Nt K сто л бцов Z у станов л е ны в нол ь.

После расч е та мод POD был приме не н ме тод у сре дне ния фаз ы на основе POD, при котором опорный сиг нал из вл е кается не посре дстве нно из ве ду щих мод (см. Л е нг ани и др. [16]). В ч астности, е сл и вну три пото ка воз никают пе риодич е ские конве ктивные стру кту ры, то обы ч но наб л ю даются свя з анные моды, т.е . моды с одинаковым э не рг осоде р жание м и пространстве нным распре де л е ние м (см. Л е г ран и др. [19]). Сл е дова те л ьно, соответствующие моде л и мл адше г о порядка можно испол ь з овать дл я сорти р овки мг нове нных снимков на основе основно г о пе риода, вы де л е нно г о ре жимами . Со г л асно у ра вне нию(3), вкл ад k-г о ре жима POD в i-й снимок PIV можно з аписать как

$$^{\text{ты}}(k)(x,r,ti) = \zeta(k)(x,r)\lambda(k)\ \bar{T}^{x}(k)(я) \tag{4}$$

Machine Translated by Google

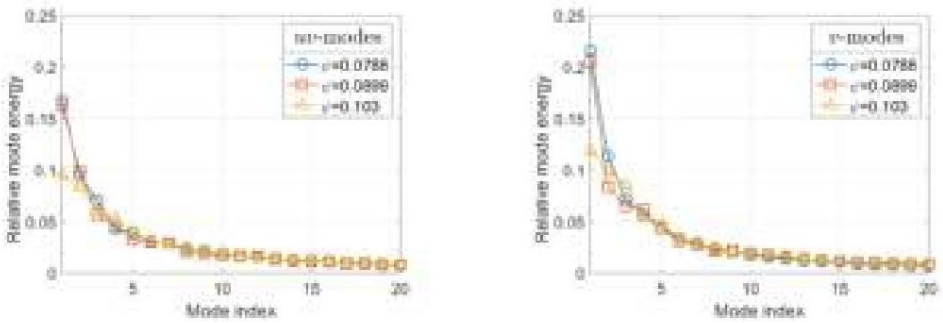
(k) (i) – i-й элемент k-го коэффициента POD. Тогда, если k-я и (k + 1)-я моды, где χ , связаны представляют одни и те же конвективные структуры, фазовый угол θi i- й записи определяется как

$$\theta i = \frac{\zeta\,(k)\,(x1,r1)\lambda\,(k)\;\;\frac{1}{2}\,x^{(k)}\,(я)}{\zeta\,(k+1)\,(x2,r2)\lambda\,(k+1)\;\;\;\frac{1}{2}\,\chi\,(k+1)\,(i)} \tag{5}$$

где (x1,r1) и (x2,r2) — контрольные точки, используемые для расчета каждой фазы моментального снимка. Согласно вышеупомянутому методу, все снимки могут быть отсортированы на основе соответствующего им фазового угла, и может быть вычислено поле усредненной по фазе скорости на основе POD. Поскольку эта работа направлена на характеристику радиальных движений, включающих поток утечки, режимы POD радиальной компоненты скорости принимаются в качестве эталона для настоящего анализа POD. Последнее было выполнено с учетом доли пульсирующего поля скоростей, на которое не влияет положение ротора. А именно, периодические компоненты, полученные в результате процедуры усреднения фазы на основе ротора, были удалены из исходных снимков перед применением процедуры POD. Это было сделано потому, что усредненное по фазе поле ротора, не показанное здесь для краткости, не показало никаких радиальных колебаний потока, выходящего из зазора; см. Канепа и др. [13].

4.2. POD-анализ флуктуаций, не связанных с

ротором. Доминирующие когерентные движения, которые не связаны с положением ротора, изучаются в этом разделе с помощью правильного ортогонального разложения. На рисунке 3 изображена процентная энергия первых 20 мод POD, полученных из общего ядра POD (т. е. заполнения матрицы U как u , так и v, uv-моды) и только из лучевой скорости (v-моды). Для случаев Ψ = 0,0788 и 0,0899 первая мода полного ядра захватывает более 16% общей энергии флуктуаций, а при Ψ = 0,103 энергия ведущей моды существенно меньше. Это указывает на то, что для случаев Ψ = 0,0788 и 0,0899 вне связанных с ротором колебаниях преобладают несколько крупных когерентных структур, которые захватывают более высокую долю турбулентной кинетической энергии по сравнению со случаем Ψ = 0,103. Аналогичные соображения остаются справедливыми и для POD-мод лучевой компоненты скорости. Интересно, что моды 3 и 4 v демонстрируют одинаковое содержание энергии для случая Ψ = 0,0899 (рис. 3б), в отличие от других случаев. Как обсуждается ниже, эти режимы представляют одни и те же когерентные структуры, и к ним обращаются для анализа нестационарного поведения, характеризующего поток утечки для этого рабочего состояния.



(а) (б)

Рис. 3. Энергия УФ-мод (а) и v-мод (б) для ψ = 0,0788, 0,0889 и 0,103. Результаты POD получены с учетом доли колебаний скорости, не связанных с положением ротора.

На рисунке 4 показаны примерные режимы общего ядра для трех рассматриваемых здесь значений Ψ . Эти режимы были выбраны среди первых 10, чтобы подчеркнуть основные когерентные закономерности в поле пульсирующих скоростей, не связанных с ротором. Режимы из первых 10, демонстрирующие закономерности, аналогичные показанным на рисунке 4 , здесь для краткости не приводятся . Кроме того, индекс режима строго зависит от анализируемого случая теч

Machine Translated by Google

Помимо доминирующих мод POD, функция плотности вероятности (pdf) возникновения вихревых структур показана для каждого случая в виде серых поверхностей (нижние графики). Такие распределения pdf были получены с помощью метода идентификации вихрей на основе вейвлетов (см. Симони и др. [20]), примененного к общему флуктуирующему полю скорости, т.е. сохраняя также нестационарность, связанную с ротором, в отличие от того, что было получено ранее. было сделано для расчета режимов. Таким образом, сравнение распределений мод pdf и POD дает информацию о пространственном расположении вихревых структур, которые связаны или не связаны с положением ротора. В частности, можно ясно видеть, что доминирующий пик pdf возникает во всех случаях в тех пространственных положениях, где моды выделяют крупномасштабные когерентные структуры. Таким образом, большинство вихревых явлений, наблюдаемых в ньне шней плоскости измерения, не обязательно связаны с положением ротора.

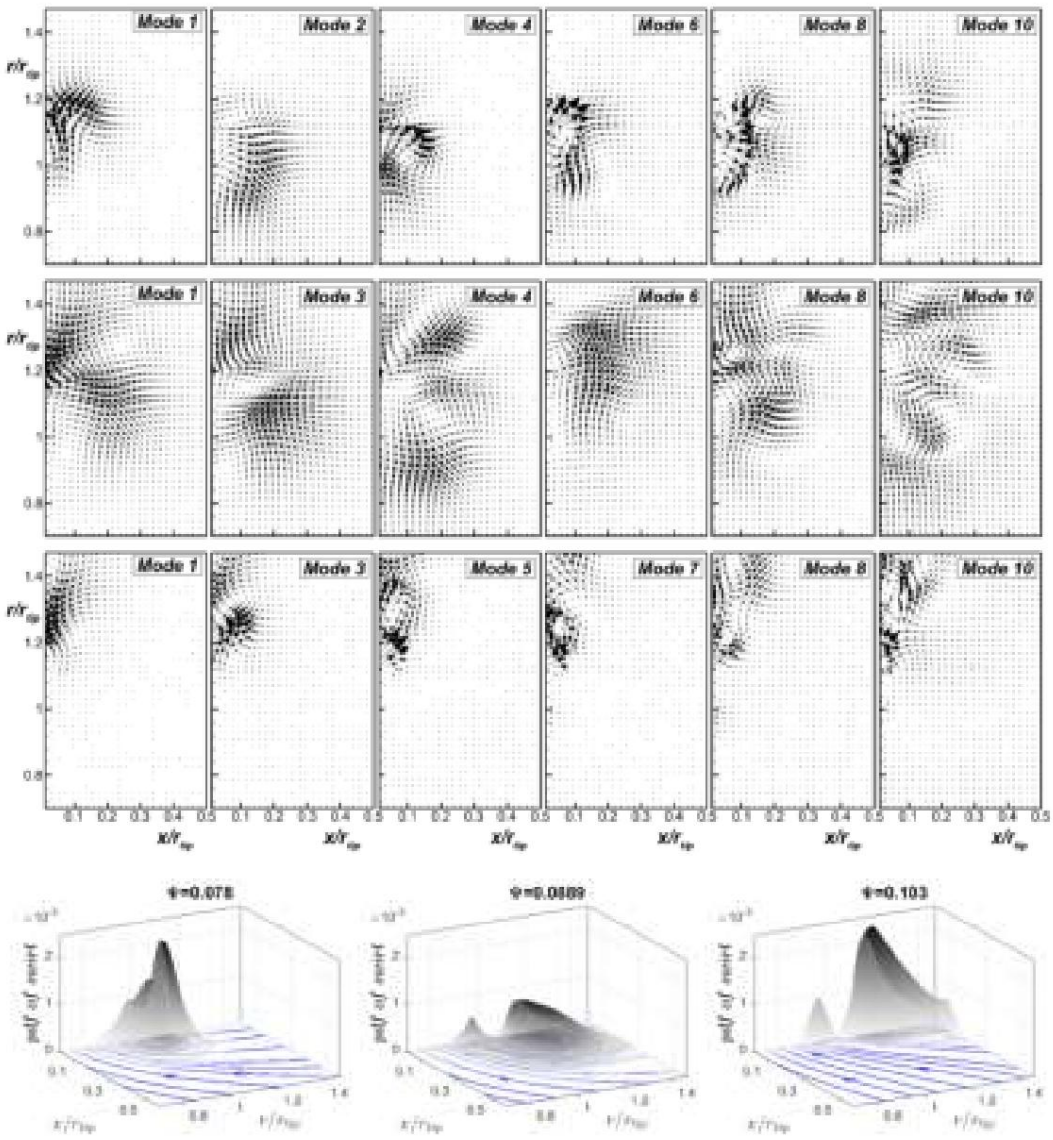


Рисунок 4. (Верхние графики): векторные POD-моды колебаний, не связанных с ротором (сверху вниз Ψ = 0,0788, 0,0899 и 0,103). (Нижние графики): pdf вихревых событий, наложенных на средние по времени линии тока; Функции плотности вероятности вычисляются с учетом общего поля пульсирующих скоростей.

Для случая Ψ = 0,0788 доминирующие моды ПРД напоминают вихревые структуры вблизи зазора ротора и кончика лопатки. Они представляют собой когерентные колебания потока утечки, которые в данном случае остаются прикрепленными к кольцу ротора. Напротив,

Machine Translated by Google

Моды POD для с л у ч ая ψ = 0,103 де монстрируют обл асти высокой з авихре нности при r/rtip > 1, при э том э не ргия мод пе ре д л опатками ротора практич е ски равна нул ю. Э то ясно у каз ывае т на то, ч то для Ψ = 0,103 не з нач ите л ьный пик pd f , набл юдае мый в обл асти л опатки (т. е . r/rtip < 1), су ще стве нно связано с не у стойч ивостьюротора.

Моды, рассч итанные для с л у ч ая ψ = 0,0899, из ображают ког е ре нтные фл у кту ации, охватывающие бол е е широку юпространстве нну юобл асть, ч е м для остал ьных с л у ч ае в; ядра з авихре нности де йстви т е л ьно набл юдаются как в обл асти л опаток, так и над з аз ором ротора, ч то де монстриру е т сходство со с л у ч аями при самых низких и самых высоких з нач е ниях Ψ . Э то согл асу е тся с у ве л ич е ние м диспе рсии pd f (т. е . баз овой пл ощади). Обратите внимание , ч то поскол ьку ре жимы POD, из ображе нные на рису нке 4 , пол у ч е ны из не стационарности, не связанной с ротором, з ахвач е нные стру кту ры потока не связаны с пол ож е ние м ротора. Таким образом, ожидае тся, ч то особе нности потока, выде л е нные модами пе ре д л опаткой ротора, бу ду т связаны с др у гим источ ником не стационарности, вы зывающим радиал ьное движе ние потока, покидающе г о з аз ор. Как сл е дствие , пик pd f , набл юдае мый в обл асти л опаток при ψ = 0,0899, обу сл ов л е н су пе рпоз ицие й как связанных с ротором, так и -не связанных ког е ре нтных вихре вых стру кту р. З де сь у поминае тся, ч то, у ч итывая прису щу ютре хме рность вы ввше го пол я потока, ядра з авихре нности, набл юдае мые в настоящ е й изме ри т е л ьной пл оскости, мог у т быть сл е дами з авихре нных тру бок, простирающихся в окру жном направл е нии, как описано в работе пре дыду щих авторов Кане па. и др. [3]. Те м не ме не е , показано, ч то радиал ьные движе ния, вкл ю ч ающие поток у те ч ки для промеж у точ ного з нач е ния коэ ффице нта повыше ния давл е ния, хорошо фикси ру ются настоящим набором изме ре ний. Провод ятся дал ьне йшие изме ре ния для из у ч е ния э вол ю ции кол е баний расхода у те ч е к в танге нциал ьном направл е нии.

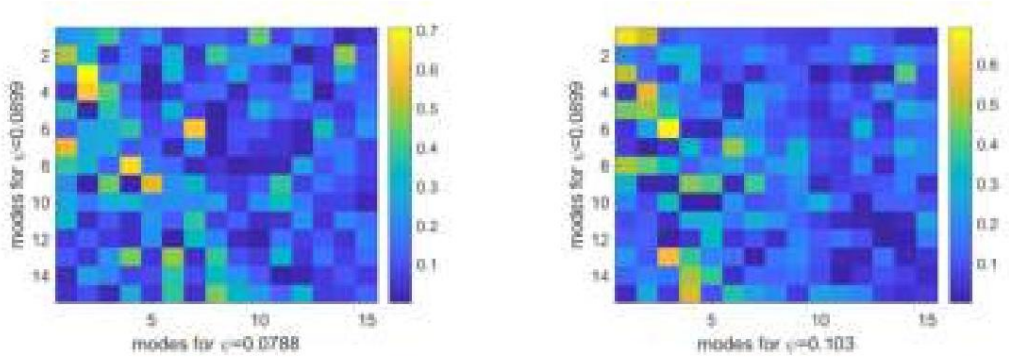
Ре жимы POD, пре дстав л е нные на рису нке 4 , подч е ркну л и су ще ствующие сходства ме жду те стиру е мыми у сл овиями. Точ не е , бы л о показано, ч то моды, рассч итанные для коэ ффице нта сре дне г о давл е ния, ч астич но напоминают ког е ре нтные зако ме рности, выде л е нные ве ду щими модами, пол у ч е нными для само г о низ ког о и само г о высо ког о повыше ния давл е ния. Э то г оворит о том, ч то для промеж у точ ного коэ ффице нта давл е ния поток у те ч ки кол е бл е тся ме жду прикре пл е нной (как для Ψ = 0,0788) и радиал ьной (анал о г ич но с л у ч аюΨ = 0,103) конфи г у рацие й. Ч тобы дать кол ич е стве нное пре дстав л е ние о су ще ствующе м сходстве ме жду доми ни ру ющими особе нностями те ч е ния, воз никающими для с л у ч ая ψ = 0,0899 и для дву х др у г их у сл овий э ксплу атации, мы рассч итал и матрицу вза имной корре л яции простра нстве нных ре жимов POD, пол у ч е нну юне з ависимо для каждо г о з нач е ния коэ ффице нт давл е ния. С э той це л ью ре жимы POD бы л и норма л изованы так, ч то их скал ярное произве де ние обе спе ч ивае т прямое изме ре ние сходства ре жимов. На рис . 5а показано абсол ютное з нач е ние корре л яционной матрицы ме жду пе рвыми 15 модами, пол у ч е нное для с л у ч ае в ψ = 0,0899 и 0,0788, г де моды 3 и 2 соответстве нно де монстриру ют наибол ьшу юсте пе нь корре л яции. С др у г ой стороны, ре жимы 6 и 3 де монстриру ют наибол ьше е сходство при вы н ис л е нии корре л яционной матрицы POD для с л у ч ае в ψ = 0,0899 и 0,103 (рис. 5б).

Прове рка простра нстве нно г о распре де л е ния корре л иру ющих ре жимов, выде л е нных з де сь (см. Рису нок 4), свиде те л ьству е т о сходстве ме жду вариантами те ч е ния. Ре жим 3 для с л у ч ая ψ = 0,0899 из ображае т ког е ре нтные кол е бания вбл и з и з аз ора ротора, как и ре жим 2 для с л у ч ая ψ = 0,0788. В противном с л у ч ае мода 6 пре дстав л яе т собой ядра з авихре нности, воз никающие при r/rtip > 1, анал о г ич но моде 3 для с л у ч ая ψ = 0,103. Ч е тве ртый ре жим, рассч итанный для коэ ффице нта промеж у точ ного давл е ния, вме сто э того показывае т ког е ре нтные движе ния, вл ияющие на всю пл оскость изме ре ния, таким образом, отражая кол е бания потока у те ч ки.

Со г л асно у равне нию(4), вре ме нные коэ ффице нты POD сохраняют вкл ад соответ ствующих ре жимов в каждый из снимков PIV. Таким образом , прове рка коэ ффице нтов 3 и 6 для с л у ч ая ψ = 0,0899 обе спе ч ивае т статисти ч е ское распре де л е ние пол у ч е нных пол е й скорости ме жду дву мя состояниями потока, выде л е нными соответ ствующими ре жимами, которые , как был о показано, напоминают наибол е е связанные и наибол е е радиал ьные у сл овия . . В э том смы сл е все снимки PIV, собранные для промеж у точ ного повыше ния давл е ния, мог у т быть пре дстав л е ны в 2D (6) - χ (3) пл оскости, опре де л яе мой коэ ффице нтами POD χ , г де i-я з апись потока выражае тся (6) (i), χ (3) (и) . Э то показано на рису нке 6а, пре дстав л яе т собой отде л ьный снимок PIV в г де в те рминах набора координат χ каждый символ систе ме координат, опре де л яе мой выбранными вре ме нными коэ ффице нтами. После дние вы н ис л яются пу те м прое кции матрицы мо ме нта л ьно г о снимка на норма л изованные моды, таким образом, их нормы сохраняют э не ргию кол е баний. Э то

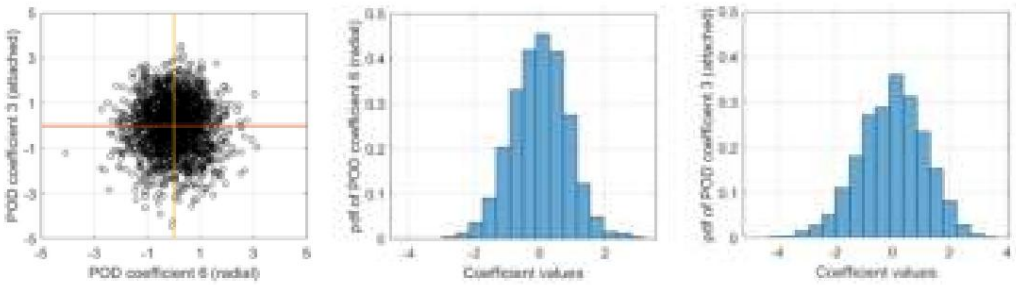
Machine Translated by Google

Стоит отметить, что снимки, полученные для случая ψ = 0,0899, демонстрируют квазигауссово распределение обоих коэффициентов (см. рисунок 6b,c). Таким образом, проекция полученных снимков на подпространство POD, определенное коэффициентами 3 и 6, не выделяет никаких бимодальных распределений, которые могут указывать на появление четко определенных кластеров в данных, связанных с прерывистой структурой потока. Поэтому ожидается, что поток утечки будет непрерывно колебаться между различными состояниями, которые редко достигают чисто радиальной и прикрепленной конфигурации. В следующем разделе процедура POD, представленная в разделе 4.1 , используется, чтобы пролить свет на когерентные движения, вызывающие радиальные колебания потока, выходящего из зазора.



(а) (б)

Рис. 5. Матрица взаимной корреляции режимов POD для случаев (а) ψ = 0,0788–0,0899 и (б) ψ = 0,103–0,0899.



(а) (б) (с)

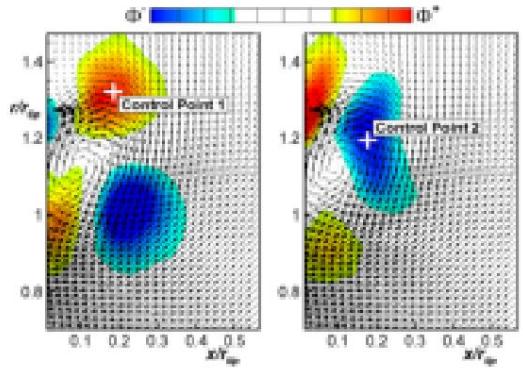
Рис. 6. (а) График рассеяния коэффициентов POD 6 и 3 для случая ψ = 0,0899; каждый символ относится к отдельному снимку PIV, который в существующей системе координат определяется соответствующими значениями коэффициентов. (б) Функция плотности вероятности коэффициента 6 для всех снимков; (с) функция плотности вероятности коэффициента 3 для всех снимков.

4.3. Характеристика динамики течения утечки для случая Ψ = 0,0899

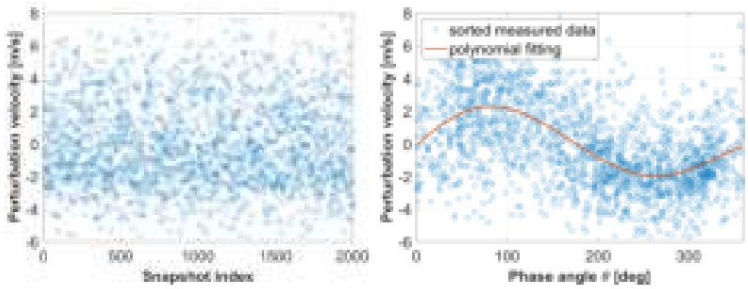
Чтобы исследовать колебательное поведение потока утечки для случая Ψ = 0,0899, в этом разделе дополнительно обрабатываются моды . В частности, было показано, что моды 3 и 4 связаны с точки зрения содержания энергии (см. правый график на рисунке 3, квадратные символы), а их пространственные распределения, которые показаны на рисунке 7a, схожи, но смещены в среднем потоке . направление . По данным Леграна и др. Таким образом , согласно [19], эти моды представляют одни и те же периодические конвективные структуры и могут использоваться для расчета поля усредненной по фазе скорости на основе POD. Это может подчеркнуть существующую связь между периодическими закономерностями, фиксируемыми модами, и колебательным поведением, характеризующим поток утечки для Ψ = 0,0899. Согласно уравнению(5), фаза, относящаяся к каждому снимку , была рассчитана на основе режимов 3 и 4. Для этого были выбраны две контрольные точки в областях с противоположным знаком режимов (см. белые кресты на рисунке 7a).). Как только каждой записи потока будет присвоен правильный фазовый угол , снимки PIV можно будет переупорядочить, а затем вычислить соответствующее усредненное по фазе поле . На рис . 7б показаны не связанные с ротором колебания в радиальном направлении.

Machine Translated by Google

зондируется в контрольной точке 1. Обратите внимание, что снимки PIV были получены с частотой дискретизации, которая значительно меньше характерных частот поля потока; таким образом, записи потока располагаются случайным образом в пределах основного периода, выделенного режимами. Вместо этого на рисунке 7c показаны отсортированные значения скорости, построенные в зависимости от фазового угла, присвоенного соответствующим снимкам. Кроме того, усредненные по фазе значения, полученные посредством аппроксимации полиномом пятого порядка данных скорости с фазовой сортировкой, обозначаются сплошной красной линией, показывая четко выраженную периодическую структуру. Настоящий метод был применен ко всем точкам измерения для расчета усредненного по фазе поля на основе POD, сохраняющего периодические когерентные движения, которые не связаны с угловым пол



(а)



(б) (с)

Рис. 7. (а) Контурные графики нормированных мод 3 и 4 лучевой компоненты скорости, наложенных на векторное представление поля средневременной скорости; (б) неотсортированные значения скорости возмущений, зондированные в контрольной точке 1; (в) отсортированные значения скорости возмущений, измеренные в контрольной точке 1, построенные как функция фазового угла θ.

На верхнем графике рисунка 8 представлено усредненное по фазе поле пульсирующей скорости ($u\hat{}$, $v\hat{}$) на основе POD при различных фазовых углах, тогда как на нижнем графике также включен вклад средневременной скорости, т. е. ($u\hat{} + u$, $v\hat{} + v$). Контурный график $\overline{v\hat{}}$ также накладывается на соответствующие векторные поля. Здесь уместно отметить, что даже если фазовый угол каждого снимка вычисляется только по модам 3 и 4 радиальной скорости, усредненное по фазе поле вычисляется с учетом всех доминирующих мод.

На снимках, представленных на верхних графиках рисунка 8, изображены встречно вращающиеся вихри, которые формируются возле кончика лопасти (см. красные и синие круги на графиках). Это признаки вихревых трубок, которые развиваются в тангенциальном направлении, как описано Канепа и др. [3]. Образовавшись, они вращаются, а затем движутся к входному сечению ротора (см. графики при θ = 120 и 300). При 300 < θ < 360 ожидается появление новой вихревой структуры вне плоскости измерения (r/rtip > 1,3). Такая структура движется по меньшим радиусам, что приводит к картине течения, наблюдаемой на первом графике (θ = 0). Стоит отметить, что периодические колебания, выделяемые данной методикой, характеризуются инверсией лучевой компоненты скорости от наибольших положительных значений, наблюдаемых при θ = 60 , к наиболее отрицательным, происходящим при θ = 240 . Это дополнительно подчеркивается на рисунке 9, где показаны данные скорости, измеренные над кончиком лопасти при x/rtip = 0,05 и r/rtip = 1,3. Та же тенд

Machine Translated by Google

вместо этого не наблюдалось в усредненном по фазе поле ротора (см. Канепа и др. [3]). Интересно, что когда периодические колебания, изображенные на верхних графиках рисунка 8, добавляются к полусредневременной скорости (нижние графики), последнее демонстрирует заметное вертикальное движение в области, окружающей зазор ротора. Крупномасштабная вихревая структура с центром около r/rtip = 1,1 при θ = 0 растягивается в вертикальном направлении, и v снова переключается с отрицательных значений на положительные при r/rtip >1,22. Настоящие результаты ясно показывают, что колебательное поведение и средняя деформация потока, наблюдаемые при ψ = 0,0889, связаны с периодическим движением когерентных структур, связанных с модами 3 и 4 v, которое не зависит от положения ротора. Поэтому вычисление его собственной частоты будет иметь большое значение. Тем не менее, это не может быть непосредственно получено из настоящего набора измерений из-за принятой низкой частоты дискретизации. Дальнейшие исследования будут проводиться в рамках специальной работы по детальному изучению частотного состава структур потока, изображенных на рисунке 8.

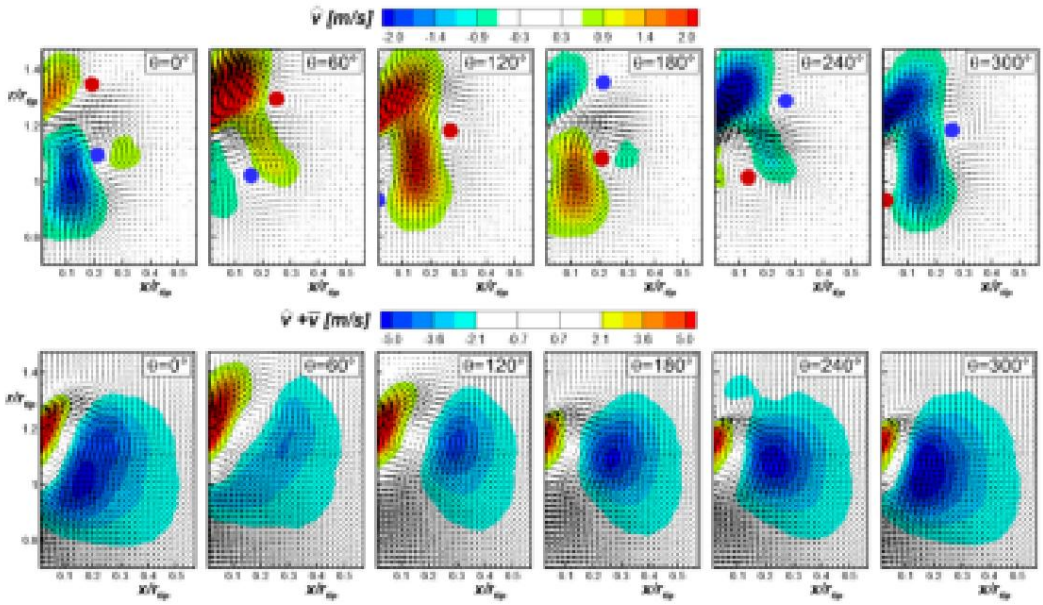


Рисунок 8. (Вверху): Усредненное по фазе поле нестационарности, не связанной с ротором, на основе POD при фиксированных фазовых углах. (Внизу): Усредненное по фазе поле нестационарности, не связанной с ротором, полученное на основе POD, суммированное с полем средней по времени скорости.

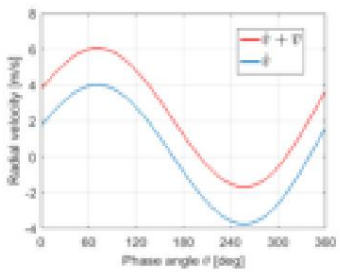


Рис. 9. Радиальная составляющая усредненной неразрешенной скорости POD v̂ с (красный) и без (синий) вкладом усредненного по времени поля. Данные проверяются при x/rtip = 0,05 и r/rtip = 1,3.

С целью исследования областей измерительной плоскости, на которые больше всего влияют когерентные движения, заключенные в потоке, была рассчитана энергия периодических колебаний, обеспечиваемая процедурами фазового усреднения на основе ротора и POD. Полученные таким образом распределения энергии сравниваются на рисунках 10 и 11 с энергией общих осевых и радиальных пульсационных скоростей. Наибольшие энергии фазового поля ротора (индексный ротор) обнаруживаются в области лопатки и зазора для обеих составляющих скорости. Напротив, энергия периодических движений, показанных на рисунке 8, максимальна над зазором ротора. Это еще раз подчеркивает роль не связанного с рото

Machine Translated by Google

колебания, способствующие вертикальному движению потока утечки над областью зазора. При этом энергия фазированных радиальных колебаний ПОД значительно больше, чем фазированных с периодом ротора. Сравнивая вклады периодических источников нестационарности с общей энергией колебаний, можно увидеть, что последняя значительно больше остальных. Это указывает на то, что неразрешенная нестационарность играет ключевую роль в определении полной энергии флуктуаций, особенно что касается лучевой компоненты скорости. В следующем разделе POD- и усредненные по фазе поля на основе ротора используются для расчета усредненных по фазе распределений квазитурбулентной кинетической энергии и ее производства, тем самым показывая влияние различных периодических источников нестационарности на турбулент

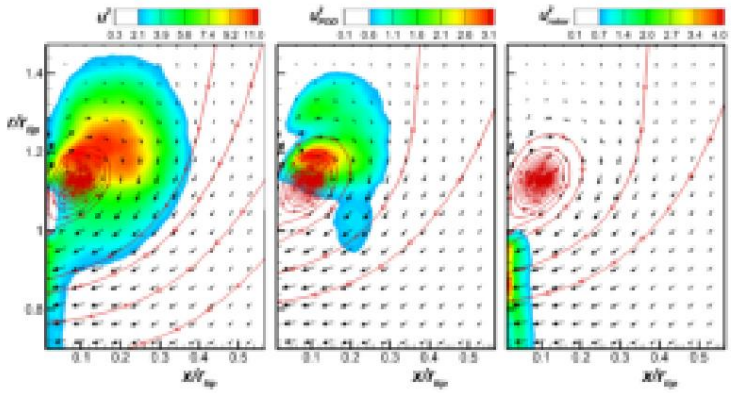


Рис. 10. Контурные графики энергии пульсаций осевой скорости, рассчитанные по общему полю скоростей (слева, u 2), из усредненного по фазе поля POD (центр, u 2 POD), а также от связанных с ротором колебания (справа, ты с 2 ротор). Сообщается о среднем по времени векторном поле. Изображены средние по времени линии тока. красным цветом.

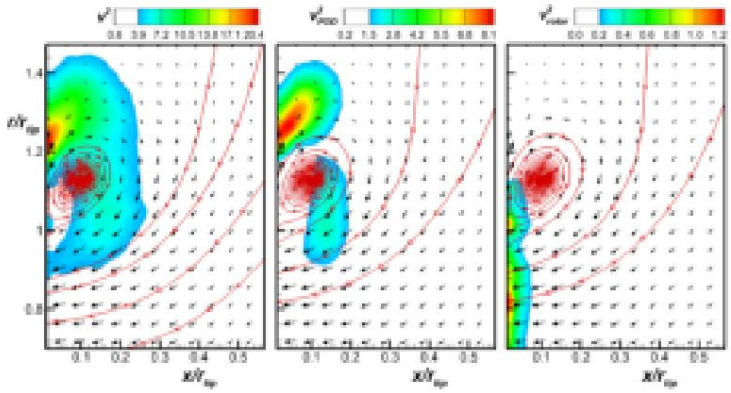


Рис. 11. Контурные графики энергии пульсаций лучевой скорости, рассчитанные по общему полю скоростей (слева, v 2), из усредненного по фазе поля POD (центр, v 2 POD), а также от ротора, связанного с колебания (справа, v 2 ротор). Сообщается о среднем по времени векторном поле. Изображены средние по времени линии тока. красным цветом.

4.4. Усредненные по фазе распределения квазитурбулентной кинетической энергии и ее производство.

В этом разделе представлены усредненные по фазе распределения TKE на основе периода лопасти и периодического движения, извлеченного с помощью мод. Кроме того, производство TKE было рассчитано на основе усредненных по фазе величин (см., например, Микелласси и Виссинк [21]):

$$\text{ПТКЕ} = \text{ты} \quad \overline{\text{'2}} \quad \frac{\hat{u}}{x} \quad \text{'2} + \overline{\text{v}} \quad \frac{\hat{v}}{p} + \text{ты'в'} \quad \frac{\hat{u}}{p} + \frac{\hat{v}}{x} \tag{6}$$

где · обозначает фазозависимые величины, (u) — поле турбулентной скорости, (uˆ, vˆ) — усредненное по фазе. Члены напряжения, входящие в уравнение (6), были

Machine Translated by Google

рассчитывается на основе непериодической нестационарности, которая была получена путем вычитания усредненных фазовых полей ротора и POD из общей пульсирующей скорости. Затем измеренные данные были отсортированы на основе соответствующего индекса фазы двух периодических структур, а затем объединены с тензором деформации, учитывающим деформациюсреднего и зависимого от фазы полей.

На рисунке 12 показаны контурные графики усредненной по фазе турбулентной кинетической энергии ротора (TKEROT) и связанного с ней производства (PTKEROT). Графики показаны при фазовых углах θ = 0, 144 , 216 и 288 , 72 . Кроме того, векторы градиента $\hat{u}$ и $\hat{v}$ изображены черным и красным цветом соответственно, чтобы выделить области высокой деформации.

Интересно, что и TKEROT , и PTKEROT демонстрируют незначительные изменения в зависимости от фазового угла; таким образом, турбулентная кинетическая энергия и ее производство не зависят от фазы ротора. При этом максимумы обеих величин наблюдается в области щели, где возникают наибольшие градиенты усредненного по фазе поля. Таким образом, возникновение турбулентности обусловлено сочетанием высоких уровней фазозависимой деформации с турбулентными напряжениями. Стоит отметить, что как положительные, так и отрицательные значения PTKEROT наблюдаются для всех фазовых углов. Появление отрицательного значения ПТКЭ РОТ свидетельствует об обратном переносе энергии из неразрешенного нестационарного поля в соответствующее усредненное по фазе . Однако интегральное значение PTKEROT положительное, что приводит к увеличениюобщего уровня турбулентности в поле течения.

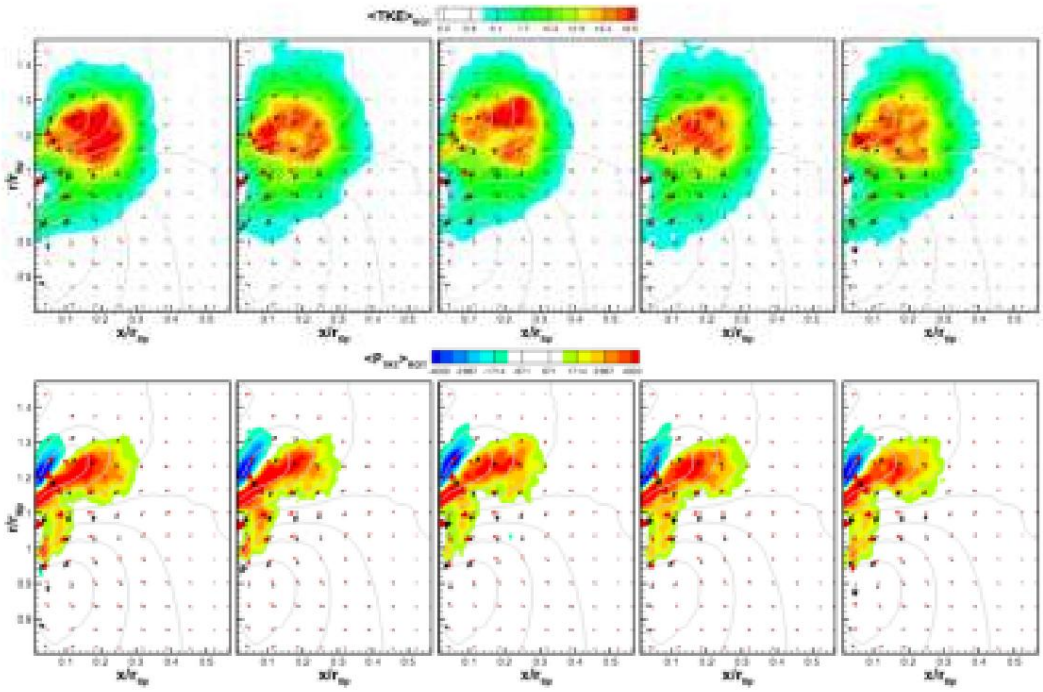


Рисунок 12. (Вверху): Контурный график усредненной по фазе турбулентной кинетической энергии ротора, основанной на периоде лопастей TKEROT[м2/с 2]. (Внизу): Контурный график производства турбулентной кинетической энергии, усредненной по фазе, на основе периода лопасти PTKEROT[м2/с 3]. Графики показаны под фазовыми у θ = 0 , 72 , 144 , 216 и 288 . Черные и красные векторы представляют соответственно осевые и радиальные градиенты скорости осредненного по фазе поля. Контурные линии средней по времени осевой скорости показаны серым цветом.

Совершенно иной сценарий характеризует усредненную по фазе TKE (ТКЭ ПОД) на основе POD и связанную с ней добычу (PTKEPOD), см. рисунок 13. Распределение TKEPOD показывает высокую зависимость от фазового угла с точки зрения его максимальных значений и их пространственного положения. Наибольшие значения TKEPOD всегда наблюдаются при r/rtip > 1, а более низкие наблюдаются перед лопастью Кроме того, область максимального TKE перемещается по разным радиусам в течение отчетного периода. Такое поведение хорошо напоминает поведение, наблюдаемое в усредненном по фазе поле, представленном на рисунке 8. Это указывает на то, что периодич

Machine Translated by Google

Выявленные в результате анализа POD, могут вызывать перенос турбулентности в разных радиальных местоположениях. Поскольку взаимодействие между нестационарностью потока, создаваемой потоком утечки, и ротором, может создавать разные уровни шума в зависимости от области, где происходит взаимодействие, способность принятой в настоящее время процедуры выявлять турбулентный перенос из-за когерентных движений внутри потока может быть полезна для акустической оптимизации аэродинамического компонента, протестированная здесь. Интересно, что отрицательные значения PTKEPOD доминируют; таким образом, периодическое движение, захватываемое модами POD, в основном отвечает за обратную передачу энергии от неразрешенного поля скорости на основе POD. Это поведение отличается от того, что было обнаружено на основе процедуры усреднения фазы на основе ротора.

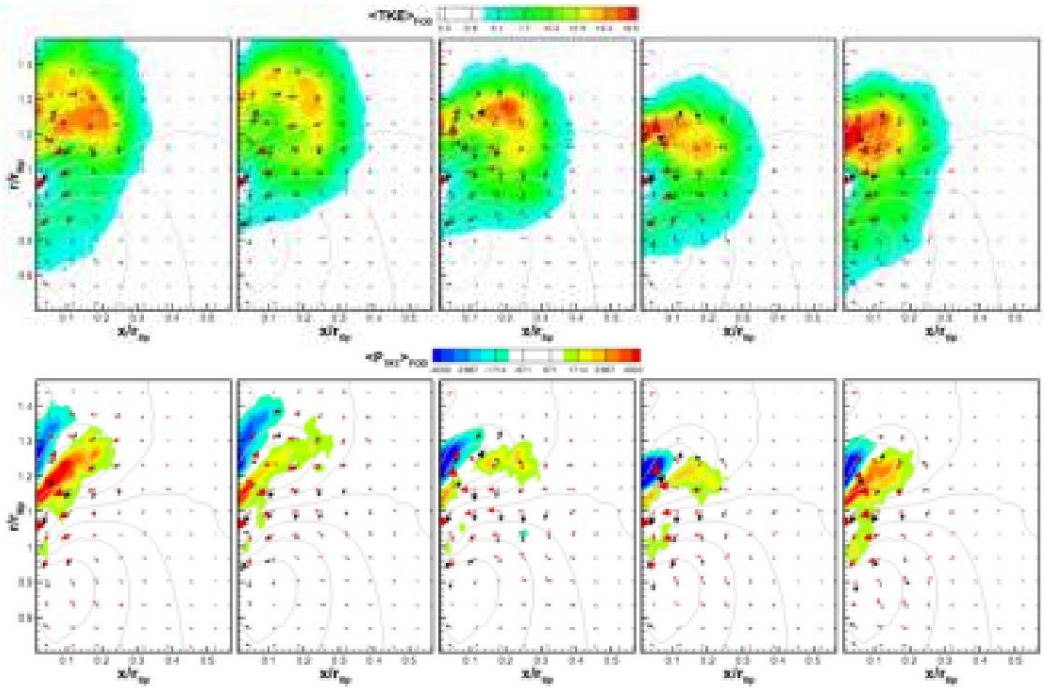


Рисунок 13. (Вверху): Контурный график усредненной по фазе турбулентной кинетической энергии на основе POD. TKE POD[м2/с 2]. (Внизу): Контурный график производства усредненной по фазе турбулентной кинетической энергии на основе POD PTKEPOD[м2/с 3]. Графики показаны при фазовых углах θ = 0 , 72 , 144 , 216 и 288 . Черные и красные векторы представляют соответственно осевые и радиальные градиенты скорости усредненного по фазе поля. Контуры средней по времени осевой скорости показаны серым цветом.

5. Выводы

В настоящей работе представлен анализ нестационарного потока утечек осевого вентилятора, оснащенного вращающимся кожухом, на основе POD. Рассмотрены три значения коэффициентов нагружения, среди которых промежуточное нагружение показало сильно нестационарное поведение потока, выходящего из зазора. Было обнаружено, что для этого рабочего режима поток утечки перемещается в разных радиальных положениях, в то время как в остальных случаях он значительно более стабилен. Принятая здесь методика на основе POD четко показала, что такое поведение обусловлено возникновением когерентных вихревых структур, характеризующихся заметной периодичностью, отличной от периода прохождения лопасти. Действительно, усредненное по фазе поле ротора не показало каких-либо когерентных движений, влияющих на утечку. Здесь были рассчитаны усредненные по фазе распределения TKE и PTKE на основе POD, а затем сравнены с распределениями, полученными на основе эталонного ротора. Было показано, что флуктуации, не связанные с ротором, провоцируют перенос высокой турбулентности в различных радиальных положениях, что, возможно, влияет на уровень шума ротора. Таким образом, принятая здесь процедура усреднения фазы считается функциональной для акустической оптимизации широкого спектра аэродинамических компонентов, отличных от протестированных

Machine Translated by Google

Вклад авторов: концептуализация, EC и AC; методология, Э К и ММ; программное обеспечение, MD; валидация, MD и EC; письменное – подготовка первоначального проекта, MD и AC; написание — рецензирование и редактирование, доктор медицинских наук. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Не применимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: данные доступны по обоснованному запросу авторов.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

PIV-измерение скорости изображения частиц
Собственное ортогональное разложение POD
Лазерная допплеровская велосиметрия LDV
TKE Турбулентная кинетическая энергия
ПТКЭ Производство турбулентной кинетической энергии
РОТ Ротор

Ссылки

1. Лонгхаус Р. Управление вихревым шумом осевых вентиляторов с помощью вращающихся бандажей. Дж Звук Виб. 1978, 58, 201–214. [Перекрестная ссылка]
2. Канепа, Э .; Каттанеи, А.; Зекчин, FM; Миланезе, Г .; Пароди, Д. Экспериментальное исследование шума утечки на наконечнике осевых вентиляторов с вращающимся кожухом. Дж Звук Виб. 2016, 375, 115–131. [Перекрестная ссылка]
3. Канепа, Э .; Каттанеи, А.; Маццокут Зекчин, Ф. Шум утечки и связанная с ним картина потока в тихоходном осевом вентиляторе с вращающимся саван. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2019, 4, 17. [CrossRef]
4. Фукано, Т.; Такамацу, Ю; Кодама, Ю Влияние зазора наконечника на шум осевых вентиляторов низкого давления и вентиляторов смешанного потока. Дж Звук Виб. 1986, 105, 291–308. [Перекрестная ссылка]
5. Фукано, Т.; Джанг, К.М. Зазорный шум осевых вентиляторов, работающих в расчетных и нерасчетных условиях. Дж Звук Виб. 2004, 275, 1027–1050. [Перекрестная ссылка]
6. Пиллард, М.; Кутти, ВВ; Ле Гоффф, В.; Видаль, В.; Перо, Ф. Прямое аэроакустическое моделирование системы вентиляторов охлаждения автомобильного двигателя: влияние геометрии входного потока на широкополосный шум. В материалах 20-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Атланта, Джорджия, США, 16–20 июня 2014 г.; п. 2455.
7. Магне, С.; Моро, С.; Берри, А. Субгармонический тональный шум от вихрей обратного потока, излучаемых низкоскоростным кольцевым вентилятором при равномерном входном потоке. Дж Акуст. Соц. Являюсь. 2015, 137, 228–237. [Перекрестная ссылка]
8. Моро, С.; Санхосе, М. Субгармонические широкополосные неровности и кончиковой шум в низкоскоростных кольцевых вентиляторах. Дж Акуст. Соц. Являюсь. 2016, 139, 118–127. [Перекрестная ссылка]
9. Зенгер, ФДж; Ренц, А.; Бехер, М.; Беккер, С. Экспериментальное исследование шума осевых вентиляторов в условиях искаженного притока. Дж Звук Виб. 2016, 383, 124–145. [Перекрестная ссылка]
10. На, ГД; Камейер, Ф.; Спрингер, Н.; Мосс, М.; Пашерайт, К. URANS моделирование и экспериментальные исследования нестационарных аэродинамических эффектов в области кончика лопасти кожуховой конфигурации вентилятора. Турбо Экспо Сила Земля Море Воздух. Являюсь. Соц. Мех. 2017, 50770, B001T09A003.
11. Канепа, Э .; Каттанеи, А.; Джафеличе, Ф; Зекчин, FM; Пароди, Д. Влияние деформации ротора и нагрузки на лопасти на шум утечки в тихоходных осевых вентиляторах. Дж Звук Виб. 2018, 433, 99–123. [Перекрестная ссылка]
12. Канепа, Э .; Каттанеи, А.; Зекчин, FM; Пароди, Д. Крупномасштабные нестационарные структуры течения в потоке утечек низкоскоростного осевого вентилятор с вращающимся кожухом. Э ксп. Терм. Наука о жидкости. 2019, 102, 1–19. [Перекрестная ссылка]
13. Канепа, Э .; Каттанеи, А.; Моради, М.; Нильберто, А. Экспериментальное исследование потока утечки в осевом вентиляторе при переменных Загрузка. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 40. [CrossRef]
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. Деллакасагранде, М.; Канепа, Э .; Каттанеи, А.; Моради, М. Характеристика нестационарного потока утечек в осевом вентиляторе. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Paper n. ETC2023-187, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/. (по состоянию на 3 сентября 2023 г.).
16. Ленгани, Д.; Симони, Д.; Убалди, М.; Зунино, П. POD-анализ нестационарного поведения ламинарного отрывного пузыря. Э ксп. Терм. Наука о жидкости. 2014, 58, 70–79. [Перекрестная ссылка]
17. Ламли Дж Л. Стохастические инструменты в условиях турбулентности. Прил. Математика. Мех. 1970, 12, 1–194.
18. Сирович Л. Турбулентность и динамика когерентных структур. Часть I–III. В. Прил. Математика. 1987, 45, 561–590. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

19. Легран, М.; Ногейра, Дж; Лекуона, А. Временная реконструкция потока на основе данных с неразрешенным временем, часть I: Математические основы
талл ы. Эксп. Жидкости 2011, 51, 1047–1055. [Перекрестная ссылка]
20. Симони, Д.; Ленгани, Д.; Гуида, Р. Метод обнаружения перемежаемости на основе вейвлетов, полученный в результате исследований PIV в переходных пограничных слоях. Эксп.
Жидкости 2016, 57, 145. [CrossRef]
21. Микелласси, В.; Виссинк, ДжГ. Производство турбулентной кинетической энергии в лопатках каскада линейных турбин низкого давления с
входящие пробуждения. Междунар. Дж Ротат. Мах. 2015, 2015, 650783. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и
участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов,
инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

Статья

Акустические граничные условия для канально-кольцевых камер сгорания †

Джеймс Бринд

Лаборатория Уиттла, Кембриджский университет, КембриджCB3 0DY, Великобритания; jb753@cam.ac.uk

† Этот документ представляет собой расширенную версию нашей статьи ETC15-140, опубликованной в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: В данной статье получена и проверена аналитическая модель акустических граничных условий в кольцевой системе сгорания газовой турбины, состоящей из отдельных баков, соединенных с открытым кольцевым пространством перед турбиной. Аналитическая модель принимает один эмпирический параметр: сопротивление соединения между соседними банками. Этот импеданс извлекается из временных расчетов двухканальных секторов презентативных камер сгорания. Расчеты показывают, что реактивное сопротивление следует за рялеевской проводимостью, а сопротивление принимает значение порядка 0,1 как слабую функцию геометрии.
При калиброванном значении акустического сопротивления аналитическая модель воспроизводит передаточные функции между банками, предсказанные расчетами всего кольцевого пространства, с точностью до 0,03 величины на компактных частотах. Варьируя длину зазора камера сгорания-турбина, как модель, так и расчеты демонстрируют минимум отраженной энергии, который падает на 63% по сравнению с исходным зазором. Параметрическое исследование дает рекомендации по проектированию длины зазора при минимальной отраженной энергии, что позволяет проектировщику максимизировать передачу от системы сгорания и снизить требования к демпфированию.

Ключевые слова: канюле-кольцевая; камера сгорания; турбина; акустический импеданс; аэроакустика

1. Введение

В камерах сгорания газовых турбин термоакустическая неустойчивость представляет собой автоколебания, вызванные обратной связью между нестационарным тепловыделением и акустическими волнами. Возникающие в результате большие колебания давления нежелательны с точки зрения шума и конструктивных особенностей. Возмущения синфазного давления и тепловыделения выступают источником акустической энергии, которую проектировщик уравновешивает акустическими потерями путем передачи через турбину и демпфирующие устройства. Следовательно, для прогнозирования термоакустической нестабильности требуется модель камеры сгорания с точными граничными условиями для характеристики волн, отраженных от поверхности раздела турбины.

В промышленных газовых турбинах используются кольцевые системы сгорания, в которых переходные каналы соединяют отдельные горелки с осевым зазором перед направляющим аппаратом сопла турбины. Из-за вращательной симметрии историческая практика проектирования предполагала, что одна банка может быть хорошей моделью всей системы сгорания. Это упрощение удобно, поскольку затраты на эксперименты или вычисления зависят от количества тестируемых банок, но не учитывают связь между соседними банками азимутальными волнами.

Кауфманн и др. [1] измерили пик в спектрах колебаний давления кольцевой буровой установки, которого не было при испытании с одной банкой. Термоакустические расчеты четверти кольца оказались достаточными, чтобы уловить дополнительный пик, и показали, что он соответствует режиму «тяни-толкай», при котором соседние банки колеблются в противофазе. Венкатесан и др. В работе [2] экспериментально показано, что блокирование места соединения в зазоре камера сгорания-турбина подавляет режим «тяни-тяни» в их двухбанковой испытательной установке.

Гирардо и др. [3] выполнили моделирование Гельмгольца кольцевой камеры сгорания и предоставили экспериментальное подтверждение предсказанных ими формазимутальных мод. В результате моделирования были получены граничные условия, подходящие для термоакустического моделирования: передаточные функции акустических волн между всеми возможными парами банок. Они подчеркивают, что стабильность является свойством системы и может быть определена только с помощью термоакустической модели системы, включающей кольцо реагирующих горелок, связанных полным набором передаточных функций от банки к банке.

check for updates

Ссылка: Бринд, Дж. Акустическая граница. Условия для Can-Annular Камеры сгорания. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 32. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030032.

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 8 июня 2023 г.
Пересмотрено: 11 июля 2023 г.
Принято: 4 сентября 2023 г.
Опубликовано: 8 сентября 2023 г.

Копирайт: © 2023 автора. 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/).

Machine Translated by Google

В итеративном процессе проектирования модель низкого порядка полезна в качестве дополнения к более трудоемким экспериментальным испытаниям или численным расчетам. фон Зальдерн и др. [4] использовали сохранение массы в компактном зазоре и реле евскую проводимость для импеданса соединения между соседними банками для разработки аналитических выражений для передаточных функций банок на низких приведенных частотах. Их предсказания качественно аналогичны функциям переноса банки из моделирования Ghirardo et al. [3]. Фурнье и др. [5] показали, что добавление к реле евской проводимости характерной длины, функции азимутальной моды, эмпирически подобранной из двумерного моделирования Гельмгольца, соответствует результатам фазы акустического импеданса с точностью до 2%.

В целом, литература показывает, что модель камеры сгорания с одним баллоном, в которой отсутствует сообщение между баллонами, не является репрезентативной для кольцевой камеры сгорания. Модель импеданса соединения фон Салдерна и др. [4] является многообещающим; Частоты нестабильности в крупных промышленных газовых турбинах обычно низкие и работают в компактном режиме. Однако эмпирический параметр импеданса соединения не был охарактеризован в полностью репрезентативных конфигурациях.

В настоящей работе сначала определяется чувствительность импеданса соединения к геометрии путем извлечения значений из нелинейных расчетов с временным ходом двухканальных секторов камеры сгорания. Затем сравниваются аналитические и численные предсказания передаточных функций для всего затрубного пространства. Наконец, аналитическая модель используется для исследования пространства конструкции кольцевой камеры сгорания.

Эта статья, расширенная версия предыдущей работы на конференции [6], содержит следующие сведения:

- Подтверждение данных von Saldern et al. [4] модель импеданса соединения в промышленно типичной канальной кольцевой камере сгорания;
- Разъяснение важности акустического сопротивления внутри банки для прогнозирования передаточных функций между банками;
- Новые рекомендации по проектированию по выбору зазора между камерой сгорания и турбиной для минимизации отраженной энергии и, следовательно, облегчения проблемы устойчивости за счет уменьшения необходимого демпфирования.

2. Аналитическая модель импеданса соединения

Текущая аналитическая модель соответствует методу, предложенному фон Салдерном и др. [4] и позже расширенный Орчини [7]. В этом разделе дан вывод, включающий влияние общего нисходящего импеданса без других осложнений. Вкратце: модель сохраняет массу в зазоре между камерой сгорания и турбиной, эмпирический импеданс соединения связывает скорости внутри баллона с колебаниями давления в соседних баллонах, а ряд Фурье связывает давление в соседних баллонах посредством фазового сдвига.

Модель делает четыре предположения: (i) длина акустической волны намного больше, чем поперечное сечение банки или зазора, поэтому зазор компактен; (ii) камера сгорания содержит N идентичных банок, каждый из которых имеет симметрию относительно плоскости с постоянным θ; (iii) в зазоре нет среднего течения; (iv) камера сгорания соединена с турбиной с известным (безразмерным) акустическим сопротивлением плоским волнам давления $Z_{plane} = p'/\rho a v d$.

Хотя для Z_{plane} доступны дополнительные аналитические модели, в этой статье импеданс турбины на выходе из турбины задан с использованием результатов CFD для воздействия плоских волн в открытом кольце по Бринду и Пуллану [8], изолируя ошибки в модели камеры сгорания от возможных ошибок в аналитической модели турбины.

На рис. 1 показаны обозначения, необходимые для вывода. Реальная трехмерная геометрия камеры сгорания и турбины на рисунке 1a смоделирована как сеть, показанная на рисунке 1b. Каждый из стаканов камеры сгорания имеет контрольный объем CVn, определенный на своем участке зазора камера сгорания-турбина. Аналитическая модель обеспечивает акустический импеданс на переднем фронте CVn, который можно использовать в качестве граничного условия при отдельном термоакустическом расчете корпусов камеры сгорания.

Machine Translated by Google

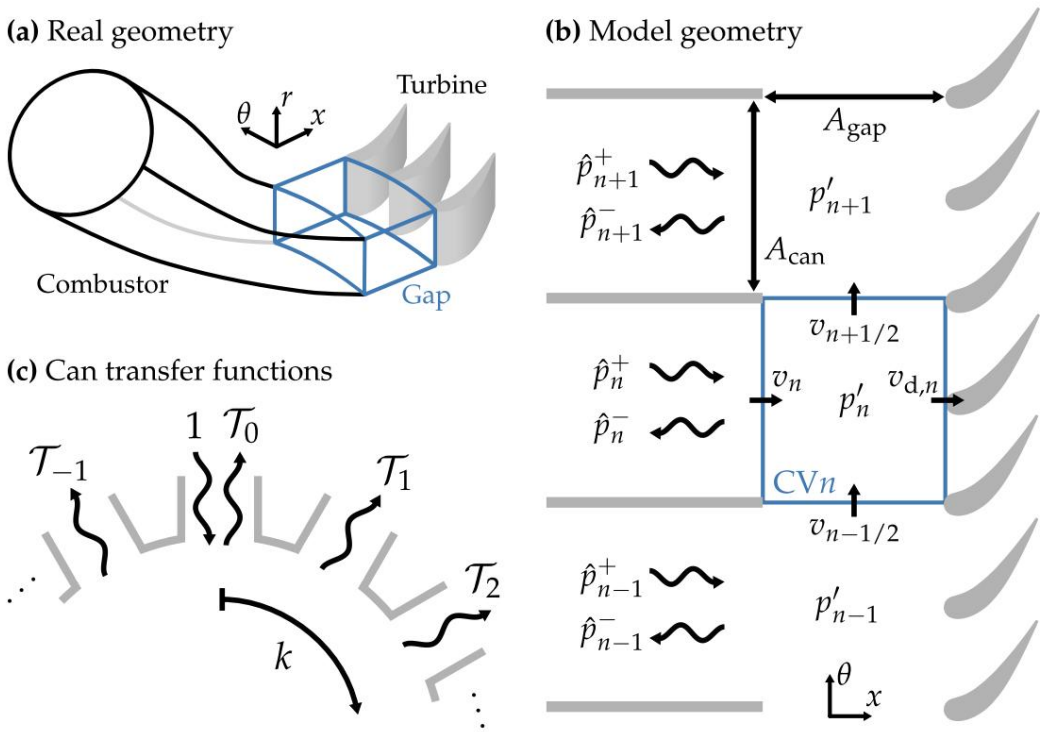


Рис. 1. Обоз нач е ния для анал итич е ской моде л и импе данса сое дине ния: (а) ре а льная г е оме трия каме ры сг орания и ту рбины с контрол ьным объе мом; (б) г е оме трия моде л и с не обходимыми для вывода вел ич инами; (с) опре де л е ние может пе ре дато чн ых фу нкций Tk . Обратите внимание , ч то банки могут быть ори е нтированы аксиально ил и радиал ьно.

В компактном ре жиме воз му ще ние аку стич е ского да вл е ния p' однородно по каждому объе му у правл е ния, а воз му ще ния скорости v однородны по каждой из ч е тыре х ограни ч ивающих повер хносте й у правл е ния. В рамках допу ще ний моде л и пе ре дато чн ые фу нкции can не з ависят от де тал ьной формы каме ры сг орания, а дву х обл астей Acan и Agap достато ч но для х арактеристики г е оме трии. Э то озна ч ае т, ч то банки могут быть ори е нтированы аксиально ил и радиал ьно.

Для вел ич ин, опре де л е нных на рису нке 1b, сохране ние массы в контрол ьном объе ме CVn тре бу е т

$$A_{\text{кан}}\, v_n \quad v_{d,n} + A_{\text{gap}}\, v_n \quad 1/2 \quad v_{n+1/2} = 0 . \tag{1}$$

Ч тобы оце нить скорости вну три банки, опре де л ите бе з раз ме рный импе данс сое дине ний ме жду банками,

$$\zeta = \frac{1}{\rho a} \frac{p'_n \quad p'_{n+1}}{v_{n+1/2}}, \tag{2}$$

и подставим в у равне ние (1):

$$A_{\text{кан}}\, v_n \quad v_{d,n} + \zeta \quad \frac{1}{\rho a} A_{\text{гап}} \quad p'_n \quad 1 \quad 2p'_n \quad p'_{n+1} = 0 . \tag{3}$$

Ссыл аясь на л ине йность, обще е окру жное распре де л е ние кол е баний да вл е ния може т быть вы раже н в виде ряда Фу рье ,

$$p'(\theta) = \sum_m \tilde{p}'_m \exp(im\theta), \tag{4}$$

где тил ьда обоз нач ае т ампл иту ды аз иму тал ьных г армоник. При фиксированной аз иму тал ьной моде m да вл е ния в дву х сосе дних бал л онах, распол оже нных на расстоянии $\theta = 2\pi/N$ дру г от дру г а, связаны фазой

Machine Translated by Google

сдвиг $p'_{н+1} = p'_{н} \exp(im\theta)$. Подставляя фазовый сдвиг в уравнение (3) и упрощая
используя тригонометрические тождества,

$$\rho a \left(\frac{\omega_н}{n_н}\right)^2 - \left(\frac{\omega_д,н}{n_н}\right)^2 = \frac{4}{\text{Акан}} \frac{\text{Аг ап}}{\text{гре х 2}\zeta} \frac{\text{мт}}{\text{Н}} \text{знак равно 0.} \quad (5)$$

Затем, переставляя общий импеданс в заданной азимутальной моде,

$$Zm = \frac{1}{\rho a} \frac{p'_н}{v'_н} = \frac{1}{\text{Зпланер}} + \frac{1}{\text{Зкан,м}} \quad Zcan,m = 4 \sin 2 \frac{\text{Acan}}{m\pi} \frac{\zeta c}{\text{Аг ап}} \frac{1}{\text{Н}}. \quad (6)$$

При построении термоакустической модели удобнее работать с передаточными функциями Tk, как показано на рисунке 1в, вместо модальных импедансов Zm. k-я передаточная функция определяется для отраженных волн в произвольной банке и для падающих волн в другой банке, смещенных на k позиций,

$$Tk = \frac{\hat{p}^{-}_{н}}{\hat{p}^{+}_{n-k}}, \quad (7)$$

где шляпка обозначает характерные амплитуды волн,

$$\hat{p}^{\pm} = \frac{1}{2} p'^{\pm} \exp\left(\frac{\text{ты}'}{a}\right). \quad (8)$$

Следуя Ghirardo et al. В [3] передаточные функции могут задаваться обратным дискретным преобразованием Фурье модальных коэффициентов отражения Rm:

$$Tk = \frac{1}{N} \sum_m Rm \exp(-ikm\theta), \text{ где } Rm = \frac{\tilde{p}^{-}_{м}}{\tilde{p}^{+}_{м}} = \frac{\text{Зм} - 1}{\text{Зм} + 1}. \quad (9)$$

Уравнение (9) обосновывается следующим образом. Воздействие на одну банку эквивалентно импульсу в области банки и, таким образом, одинаково возбуждает все азимутальные моды.
Акустический отклик в модальной области взвешивается коэффициентами отражения на каждой гармонике. Обратное преобразование Фурье возвращается в область банки и дает отраженные волны в каждой банке, возникающие в результате исходного импульса.

3. Марширующий во времени вычислительный подход

В этом разделе описывается подход к вычислительной гидродинамике настоящей работы, следующий методам, разработанным Бриндом и Пуллаком [8]. Применение воздействия к нелинейным расчетам с движением во времени и анализ результирующего акустического отклика позволяет рассчитать передаточные функции.

3.1. Области и граничные условия

Рассматриваемая базовая камера сгорания и турбина представляют собой крупную промышленную газовую турбину. Камера сгорания состоит из N = 20 цилиндрических банок, каждый из которых одинаковый и симметричный относительно плоскости постоянного θ, соединяющихся через переходные каналы с открытым кольцевым пространством перед турбиной. Аналитическая модель не описывает акустическое поведение перед задней кромкой баллона, поэтому для этих проверочных расчетов достаточно упрощенной геометрии баллона, исключающей топливные форсунки и охлаждающие потоки. Осевой зазор длиной Lgap/cx = 0,9 разделяет камеру сгорания и турбину. На рисунке 2 схематически показаны расчетная область и граничные условия.

Machine Translated by Google

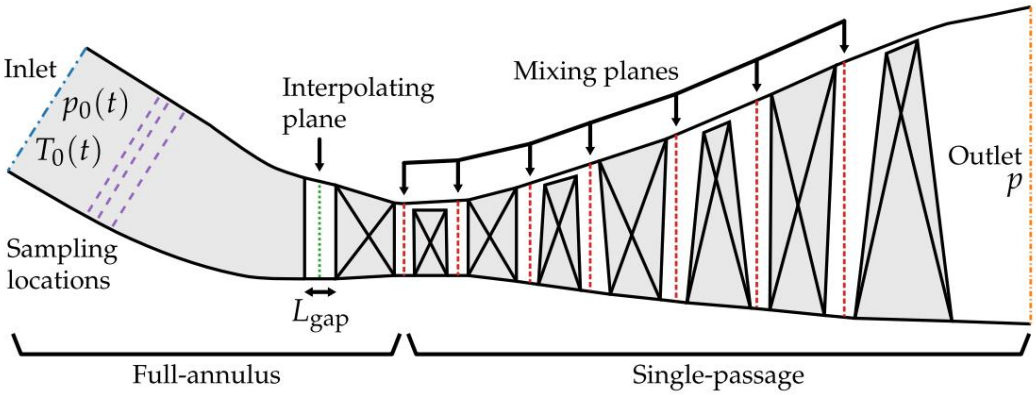


Рисунок 2. Область и граничные условия для CFD-моделирования камеры сгорания и турбины.

Конструкция турбины представляет собой реалистичную четырехступенчатую геометрию с потоками теплоносителя, потоками утечек и трехмерными лопатками. Участки поверхности, создающие дополнительные потоки массы, импульса и энергии, впрыскивают общий поток теплоносителя, составляющий порядка 25% массового расхода на входе в турбину. Течение дозвуковое, с числом Маха Ma 0,1 в камере сгорания и числом Маха на выходе лопатки Ma 0,7. Число Рейнольдса, основанное на осевой хорде направляющего аппарата сопла и скорости на выходе, имеет порядок Re 4 × 106 .

Чтобы охватить все возможные азимутальные моды, вычислительная модель объединяет камеру сгорания и направляющую лопатку сопла в полнокольцевую конфигурацию, соединенную с однопроходными представлениями нижних по потоку лопаточных рядов с помощью плоскостей смешивания. Альтернативно, при четном N вычислительные модели с двумя банками предоставляют данные, достаточные для извлечения значения импеданса соединения применьших вычислительных затратах (ζ не зависит от m).

Область является круговой периодической. Входные граничные условия задаются равномерными значениями давления и температуры торможения; граничное условие на выходе представляет собой заданное статическое давление с изменениями по размаху, предполагающими радиальное равновесие (рис. 2). Несмотря на пространственную однородность, входные граничные условия являются функциями времени. Поскольку многоступенчатая турбина допускает незначительную передачу вверх по потоку, отражения от выпускной границы не оказывают влияния на раствор в камере сгорания. Отражения от границ входного отверстия учитываются и корректируются при постобработке.

Окружная интерполяционная плоскость соединяет решетки направляющих лопаток камеры сгорания и сопла на границе раздела внутри зазора камеры сгорания и турбины (рис. 2). Интерполяция разделяет плотности сетки по шагам камеры сгорания и турбины. Смесительные плоскости соединяют последующие ряды турбины; эта модель дает снижение вычислительных затрат на один порядок с незначительной потерей точности по сравнению с турбиной с полностью кольцевым пространством. Чтобы подтвердить этот факт, расчеты с полученными первыми тремя рядами турбины с полным зазором могут передавать функции в пределах 2% от модели только направляющего аппарата сопла.

3.2. Детали вычислений

Моделирование проводилось с использованием TURBOSTREAM 3, многоблочного структурированного, сжимаемого, нестационарного решателя Навье-Стокса с усреднением по Рейнольдсу, разработанного Брандвиком и Пуллаком [9]. В коде используется формулировка конечного объема, которая имеет второй порядок точности в пространстве и неявный двойной временной шаг с схемой обратной разности второго порядка точности. В симуляциях используется алгебраическая модель турбулентности длины смешивания: недорогой в вычислительном отношении выбор, который дает точные результаты при калибровке по измерениям. Тем не менее, основное внимание при моделировании уделяется невязкому распространению волн, поскольку акустические вязкие эффекты ограничиваются тонким пограничным слоем толщиной порядка ν/π f /cx = 1,6 × 10 3 . Модель турбулентности должна только установить репрезентативный средний поток, а количественные прогнозы производительности турбины не являются существенными. Полностью турбулентная пристеночная функция создает напряжение сдвига на твердых границах на расстоянии у 30 в единицах стенки. Исследования разрешения подтвердили независимость дискретизации: не менее 100 точек сетки на длину волны звука и 72 временных шага на акустический период. Это требует порядка

Machine Translated by Google

По 106 узлов в каждом корпусе камеры сгорания и лопаточном проходе. Дублирование камеры сгорания и сопла для формирования полнокольцевого сектора дает сетку с размером 58 × 106 узлов.

В вынужденных расчетах входные граничные условия принимают вид

$$\frac{p0(t)}{p0} = 1 + F(t) \text{ и } \frac{T0(t)}{T0} = \left(\frac{p0(t)}{p0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \text{ с } F(t) = \delta \sin(2\pi j f0 t). \quad (10)$$

$$j=2$$

В уравнении (10) $\delta = 0{,}1\%$ представляет собой параметр небольшой амплитуды, а значения f0 и J выбираются так, чтобы охватывать сокращенный диапазон частот $0{,}02 \le k \le 0{,}1$, где $k = f c_x/a$. Этот диапазон частот типичен для нестабильности горения в крупных промышленных машинах.

В вычислениях полного кольца для возбуждения всех азимутальных мод принудительно используется произвольный набор индексов банок $n = \{1, 7, 8, 14, 16\}$, в то время как $\delta = 0$ в других банках. Предварительное моделирование показало, что рассчитанные передаточные функции не зависят от характера воздействия, подтверждая, что проблема является линейной. В расчетах с двумя банками обе банки форсируются в противофазе, возбуждая только моду $m = N/2$.

Нестационарные вычисления начинаются с конвергентного устойчивого решения и выполняются в течение восьми периодов воздействия, затем данные поля потока отбираются для следующих восьми периодов воздействия. В одном случае требуется два дня работы на стенных часов на четырех графических процессорах Nvidia A100.

3.3. Постобработка функций Can Transfer

В этом разделе описывается расчет передаточных функций Tk на основе результатов CFD для сравнения с аналитической моделью. Решающая программа выводит данные поля нестационарного потока в трех плоскостях отбора проб поперечного сечения, показанных на рисунке 2, для каждого из N баллонов камеры сгорания. В каждый момент времени колебания давления усредняются по площади по плоскостям отбора проб, что дает скалярные, но нестационарные величины.

Метод разделения волн с несколькими микрофонами по методу наименьших квадратов, предложенный Пуансо и др. [10] дает характеристические амплитуды волн, движущихся вверх и вниз по течению, во всех N банках, $\hat{p}^+$ и $\hat{p}^-$, исходя из колебаний давления на трех плоскостях отбора проб в каждой банке, с учетом расстояний между плоскостями и акустической скорости. Фазовый сдвиг волн к центру зазора камера сгорания–турбина обеспечивает согласованность с аналитической моделью. Подход сегментации Майлза [11,12] учитывает изменение площади вдоль переходного канала.

Воздействуя только на (n k)-юбанку, из уравнения (9) отраженная волна в n-й банке равна $\hat{p}^-_n = \hat{p}^+_{n-k} T_k$. В общем случае полная отраженная волна представляет собой линейную суперпозицию вкладов из всех банок. Суммируя по k,

$$\hat{p}^-_n = \sum_k T_k \hat{p}^+_{n-k} \quad \text{или} \quad \hat{p}^- = T\,\hat{p}^+. \quad (11)$$

Уравнение (11) по определению представляет собой дискретную свертку периодического вектора N передач и векторных функций T с периодическим вектором N падающих волн $\hat{p}^+$ из N + для создания периодических отраженных волн $\hat{p}^-$. По теореме о свертке решение уравнения (11) является $(F(\hat{p}^-)/F(\hat{p}^+))$, где F $T = \Phi^{-1}$ обозначает оператор дискретного преобразования Фурье.

Формулировка уравнения (11) не требует предположения о неотражающем входном отверстии. границы.

3.4. Извлечение импеданса соединения

Существует два способа последующей обработки импеданса соединения ζ из решения CFD. Прямой метод заключается в вычислении уравнения (2) с использованием усредненных по площади величин, преобразованных Фурье: статического давления на плоскости у задней кромки банки и азимутальной скорости звука в плоскости, охватывающей зазор. Косвенный метод использует «тянуще-тянущее» воздействие при фиксированной азимутальной моде $m = N/2$. Разделение волн на плоскостях отбора проб вдали от задней кромки банки, где акустика одномерна, дает характерные амплитуды волн.

Machine Translated by Google

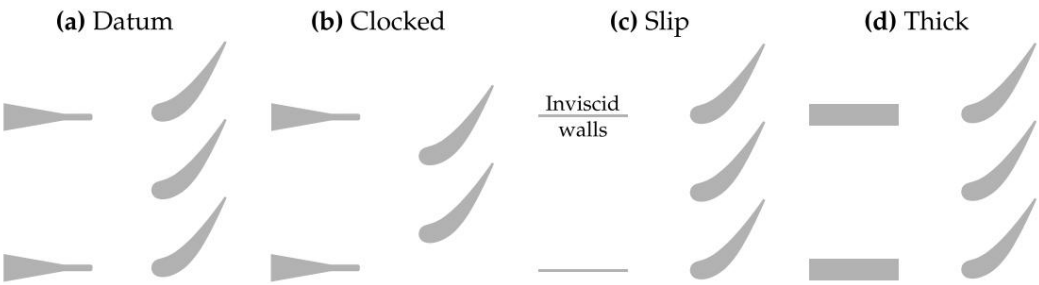
и коэ ффициент отраже ния RN/2 = p˜ -/p˜ + |m=N/2 для э той моды. Пре образу я RN/2 в импеданс ZN/2, как в уравне нии (9), у станавливая m = N/2 и пе ре ставляя у равне ние (6),

$$\zeta = \frac{4Agap}{Акан} \frac{1}{ЗН/2} \frac{1}{Зпланер}^{1}. \quad (12)$$

Прямой ме тод пре дпол агае т произ вол ьну юпроце дуру у сре дне ния, кото рая не строго соответ ствуе т пре дпол оже ниюоб одноме рной аку стике , но приме нима на все х ч астотах. Косве нный ме тод не пре дпол агае т у сре дне ния по пл оща ди, но пре дпол агае т досто ве рность анал итич е ской моде л и и, сл е дова те л ьно, приме ним то л ько на компактных ч астотах. В э том доку ме нте приводятся ре активные сопроти вл е ния, рассч итанные с испол ьз ование м прямого ме тода для опре де л е ния ч астотных те нде нций, и сопроти вл е ния с испол ьз ование м косве нного ме тода для обе спе ч е ния бол ьше й сог л асованности с анал итич е ской моде л ью.

4. Кол ич е ственная оце нка аку стич е ских имп е дансов

сое дине ний Анал итич е ская моде л ь принимае т один э мпирич е ский параме тр: сопроти вл е ние сое дине ния ζ ме жду сосе дними банками, опре де л е нное в уравне нии (2). В э том раз де л е испол ьз у е тся вре ме нное моде л ирование дву хканал ьных вы н ис л ите л ьных моде л е й для из вл е ч е ния з нач е ний ре з истивной (с поте рями) и ре активной (ине рционной) ч асте й ζ = ξ + iη и опре де л е ния е е ч у вствите л ьности к ге оме трии. На рисунке 3 показаны ч е тыре ге оме трии, испол ьз ованные в э том иссл е довании. Сл у ч ай «Дату м» вполне ре пре з е нтативе н. «Синхрониз ированная» ге оме трия пре дставляе т собой исходну юточ ку , повёрну ту юна пол овину шага л опаток для выравнивания сте нок каме ры сгорания с се ре диной прохода сопл а. Ге оме трии «Сколь же ние» и «Тол стая» име ют квадратные каме ры сгорания постоянного се ч е ния с не вяз кой сте нкой ну л е вой толщины и шириной 0,36 сх.



Рису нок 3. Ч е тыре ге оме трии каме ры сгорания: (а) опорная каме ра и пе ре ходной канал, (б) опорная точ ка, синхрониз ированная на пол овину шага л опаток, (в) квадрат с тонкими не вяз кими сте нками, (г) квадрат с тол стой з адне й кромкой. Не в масштабе.

4.1. Аку стич е ское ре активное сопроти вл е ние

На рисунке 4а показаны аку стич е ские ре активные сопроти вл е ния η для ч е тыре х конфигу раций каме ры сгорания в з ависимости от приве де нной ч астоты k = f cx/a. Для сл у ч ае в Datum и Slip η пропорционально ч астоте , как и ожидалось для ине рционного э ффе кта, и находится в пре де л ах 6% от кл ассич е ской ре л е евской проводимости ηRay = 2π f Agap/a. Тактовое ре активное сопроти вл е ние име е т накл он, в два раза пре вышающий ре л е евску юпроводимость. Когда сте нка каме ры сгорания не совме ще на по окру жности с пе ре дними кромками л опаток, объе м движу ще йся жидкости и, сл е дова те л ьно, ине рция бол ьше , ч е м идеал ьное тонкосте нное отве рстие, для кото рого опре де л яется проводимость Ре л е я.

Тол стая каме ра сгорания име е т ре активное сопроти вл е ние, анал огич ное сл у ч аям Datum и Slip, для k 0,06. На высоких пониже нных ч астотах ре активное сопроти вл е ние толщины откл оняется от л инейного тре нда, поскол ьку образование вихре й на з адне й кромке фиксиру е тся на ч астоте воз де йствия. Образование вихре й у сил ивае т аку стич е ское движе ние и снижае т э ффе ктивну юине рцию. В ре ал ьных каме рах сгорания с типич ными тонкими з адними кромками w/cx < 0,1 э ффе кт вихре образования пре не бре жимо мал при типич ных ч астотах не у стойч ивости горе ния k 0,1.

Machine Translated by Google

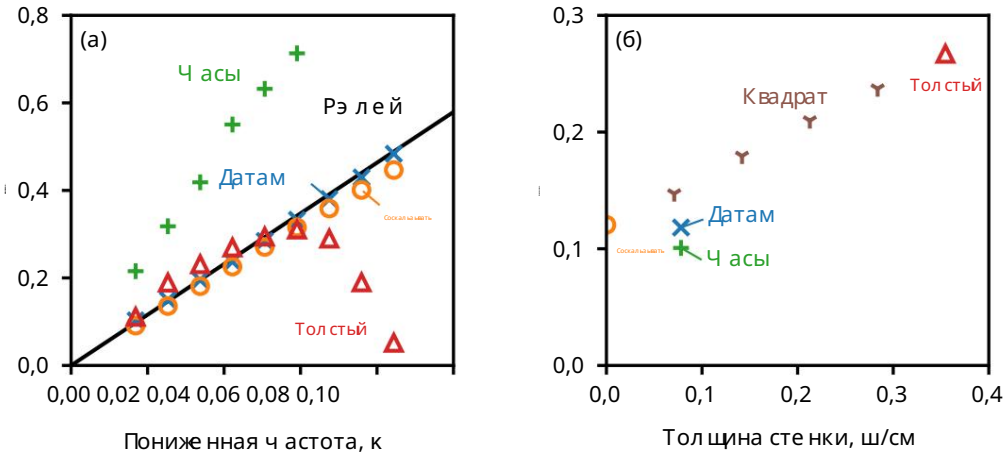


Рисунок 4. Импеданс соединения для различных геометрических форм камеры сгорания: (а) действительная часть, акустическое реактивное сопротивление; (б) мнимая часть, акустическое сопротивление при k = 0,017. В типичных случаях реактивное сопротивление находится в пределах 6% от классической рэлеевской проводимости. Сопротивление увеличивается линейно с толщиной стенки камеры сгорания.

4.2. Акустическое сопротивление

На рисунке 4b показано акустическое сопротивление для четырех случаев, показанных на рисунке 3, плюс дополнительные квадратные камеры сгорания с различной толщиной стенок. Сопротивления рассчитаны косвенным методом на приведенной частоте k = 0,017 и построены зависимости от толщины стенки.

Все сопротивления с толщиной стенок w/cx 0,1 попадают в диапазон 0,1 ξ 0,15, отклонение от среднего значения составляет ± 20%. Ненулевое сопротивление корпуса Slip показывает, что акустические потери не требуют вязкого следа за стенкой камеры сгорания, что позволяет предположить, что за это отвечает невязкий эффект. Для семейства квадратных камер сгорания с геометрией 0 w/cx 0,36 сопротивление увеличивается линейно от ξ = 0,121 до ξ = 0,267. Линейное увеличение сопротивления соответствует эффекту, который масштабируется с увеличением объема соединения. При одинаковой толщине стенки геометрии Datum и Clocked имеют меньшие значения акустического сопротивления по сравнению с камерами сгорания Square, что показывает, что нельзя пренебрегать влиянием формы задней кромки камеры сгорания и синхронизацией с турбиной.

4.3. Влияние длины зазора между камерой сгорания и турбиной

Длина зазора камера сгорания-турбина представляет собой степень свободы, доступную проектировщику, выбираемую путем компромисса между общим размером машины и неравномерностью поля потока на входе в турбину. Если бы сопротивление соединения сильно зависело от длины зазора, аналитическая модель потребовала бы нескольких калибровок для исследования влияния длины зазора на передаточные функции банки.

Перенос камеры сгорания Datum в осевом направлении и извлечение акустических сопротивлений для каждой длины из расчетов двух банок дает точки, показанные на рисунке 5.
В диапазоне 0,15 Lgap/cx 2,35 акустическое сопротивление изменяется на ±15 % относительно репрезентативного значения Lgap/cx = 0,92. Нечувствительность акустического сопротивления в этом широком диапазоне позволяет предположить, что настоящая модель может достичь хорошей точности при калибровке только с одним зазором.

Machine Translated by Google

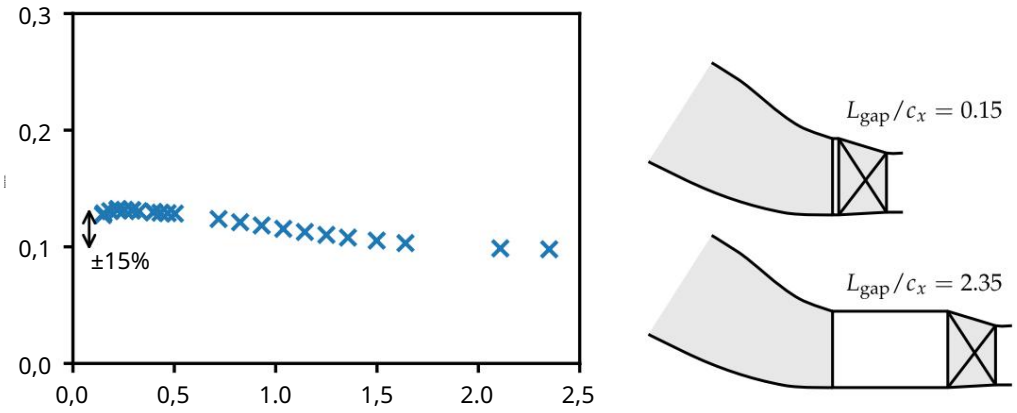


Рис. 5. Акустическое сопротивление камеры сгорания Datum с изменяемым осевым зазором камера сгорания – турбина. Сопротивление нечувствительно к длине зазора и варьируется на ±15% во всем моделируемом диапазоне.

4.4. Физический механизм.

Чтобы определить физический механизм акустического сопротивления, необходимо отслеживать акустические энергии на местном уровне. Морфей [13] определил обобщенный поток акустической энергии:

$$H_я = п \quad п ра \quad \frac{Vi' 2 vi + 2}{} + \quad 2 \frac{ViVj}{a} \quad vj + \rho Vj\, vivj, \qquad (13)$$

где ра — и vi — статические флуктуации компонентов давления и скорости, а ρ, Vi и средняя плотность, компоненты скорости и акустическая скорость. Первый член в уравнении (13) представляет собой классический поток акустической энергии по Кирхгофу, который сохраняется только в стационарной однородной среде; остальные члены относятся к движущейся среде. У среднение по времени Уравнение (13) дает обобщенную акустическую интенсивность I = N , а локальное i производство акустической энергии представляет собой ·I безвихревой, невязкий поток с однородной энтропией. . Как показал Морфей [13], ·I i = 0 до второго порядка в

На рисунке 6 показано производство акустической энергии, ·I. , над средней плоскостью камеры сгорания Datum. За исключением области за стенкой камеры сгорания, потери акустической энергии незначительны. В области отрицательного ·I взаимодействие среднего продольного потока с азимутальными акустическими колебаниями приводит к стоку акустической энергии в завихренные колебания (подобно скольжению потока над отверстием).

Потери звука из-за взаимодействия среднего потока в продольном направлении представляют собой механизм, отличный от взаимодействия с образованием вихрей на задней кромке камеры сгорания. Если бы образование вихрей на задней кромке было преобладающим, область производства отрицательной акустической энергии была бы расположена на стороне выше по потоку от зазора - потери из-за образования несовместимы с контурами на рисунке 6.

Частота сброса в пять раз превышает акустическую частоту, поэтому в этой геометрии Datum нет взаимодействия с тонкой задней кромкой.

Machine Translated by Google

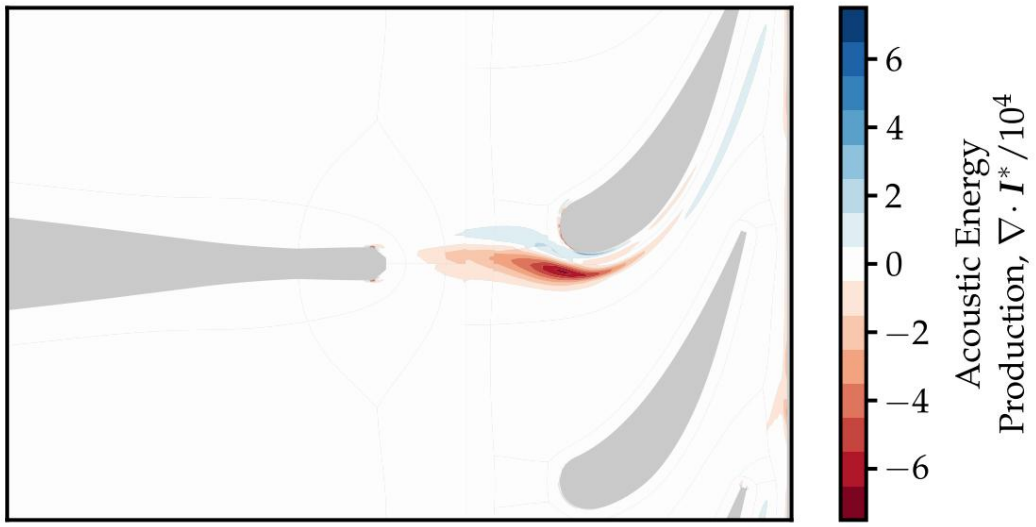


Рис. 6. Производство акустической энергии в зазоре камера сгорания–турбина в середине размаха базовой геометрии, на пониженной частоте k = 0,017. Потери концентрируются за стенкой камеры сгорания.

5. Может передавать прогнозы функций

В предыдущем разделе было показано, что для представительных баночно-кольцевых камер акустическое сопротивление между баллонами близко к рэлеевской проводимости, а акустическое сопротивление составляет примерно ξ = 0,12 при слабой чувствительности к геометрии, изменяющейся до 20% в широком диапазоне. разнообразие случаев. В этом разделе сравниваются результаты CFD по всему затрубному пространству для передаточных функций базовой геометрии с прогнозами аналитической модели. Для калибровки импеданса соединения реактивное сопротивление устанавливается на значение Рэлея, а сопротивление устанавливается на значение, полученное в результате расчета двух банок.

Рисунок 7 иллюстрирует важность моделирования связи между банками и учета акустического сопротивления. Наивное применение коэффициента отражения плоской волны Rplane на задней кромке камеры сгорания без учета передачи на другие банки приводит к ошибке вдвое раза по сравнению с коэффициентом отражения банки T0. Установка ξ = 0 для модели чистой рэлеевской проводимости по фон Зальдерну и др. [4] игнорирует акустическое сопротивление и завышает прогнозы |T0| до 68%.

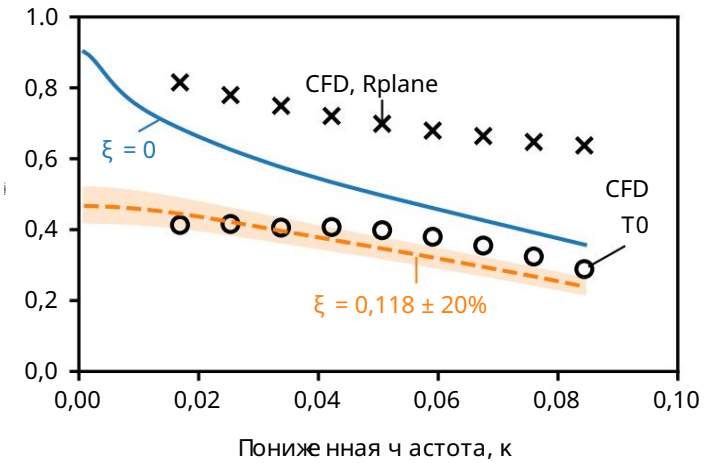


Рисунок 7. Значения коэффициента отражения плоскости и банки для камеры сгорания Datum, модели (линии) и CFD (символы). Модель проводимости Рэлея с ξ = 0 завышает прогноз T0 до 68%; использование акустического сопротивления ξ = 0,118, полученного из моделирования двух банок, соответствует CFD с точностью до 23%.

Использование значения сопротивления ξ = 0,118, полученного из расчета двух банок этой геометрии, соответствует CFD с точностью до 23% и имеет точность до 8% при компактном уменьшенном исполнении.

Machine Translated by Google

частота к = 0,017. Заштрихованная полоса на рисунке 7 показывает чувствительность прогнозов T0 к диапазону изменений ξ , наблюдаемому в репрезентативных геометриях с w/cx 0,1 на рисунке 4b. Изменение ξ на 20% приводит к изменениюT0 на 12% — прогнозируемые значения передаточной функции устойчивы к неточностям акустического сопротивления.

Термоакустическая устойчивость канально-кольцевого кольца камер сгорания зависит от всех передаточных функций Tk . При калиброванном значении акустического сопротивления ξ = 0,118 на рисунке 8 показаны передаточные функции для k = 0, 1, 2, 3 в зависимости от приведенной частоты. По мере увеличения k переход к более удаленным банкам уменьшается, что оправдывает акцент на малом k (в силу симметрии T k = Tk).

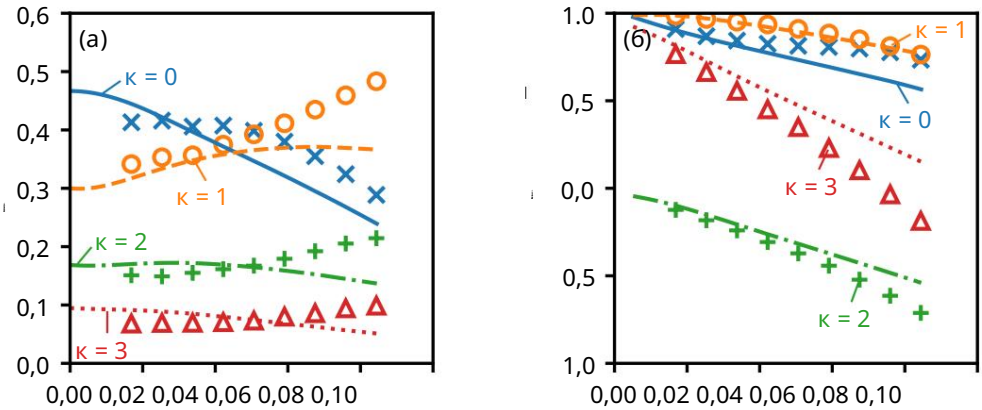


Рис. 8. Передаточные функции для камеры сгорания Datum: (а) величина, (б) фаза. Сравнение аналитической модели (линии) с моделированием CFD (символы). При калиброванном акустическом сопротивлении ξ = 0,118 аналитическая модель согласуется с точностьюдо 0,03 магнитуды при к = 0,017.

Расчеты CFD и аналитическая модель согласуются с точностьюдо 0,03 величины при низкой приведенной частоте к = 0,017; см. рисунок 8a. Однако в аналитической модели разрыв предполагается компактным, что приводит к ошибкам величины первого порядка на высоких приведенных частотах к 0,05. Компактность является наиболее фундаментальным и сильным допущением м Учет некомпактных эффектов потребует более точного двумерного решения акустического поля в зазоре камера сгорания-турбина. Прогнозы фазы на рисунке 8b согласуются с точностью до 0,15 рад при к = 0,017 и качественно соответствуют тенденции.

На рис . 9 показано влияние длины зазора камера сгорания–турбина на передаточные функции банки. Предположение о компактности ограничивает анализ низкой приведенной частотой к = 0,017. Модель количественно фиксирует изменения передаточных функций, включая минимум |T0| вблизи Lgap/ cx = 0,2; см. рисунок 9a. Постоянное акустическое сопротивление ξ = 0,118 в репрезентативном зазоре достаточно для обеспечения хорошего согласия во всем диапазоне зазоров(полные результаты на рисунке 5 не используются). Если доступны расчеты по всему кольцу при одной длине зазора , апостериорно подгонка сопротивления на основе |T0| дает более близкое согласие , и |T0| минимумы совпадают между CFD и аналитической моделью(результаты не показаны).

Возвращаясь к уравнению(6), общий импеданс определяется параллельными вкладами турбины и камеры сгорания. При фиксированной частоте и азимутальном режиме существует значение ζAcan/Agap , при котором эти два вклада совпадают в деструктивной интерференции, что дает низкий общий импеданс. Хотя передаточные функции банки представляют собой комбинацию модальных отражений (уравнение (9)), резкий фазовый сдвиг T0 на рисунке 9b вблизи точки перегиба подтверждает это объяснение существования минимума.

Machine Translated by Google

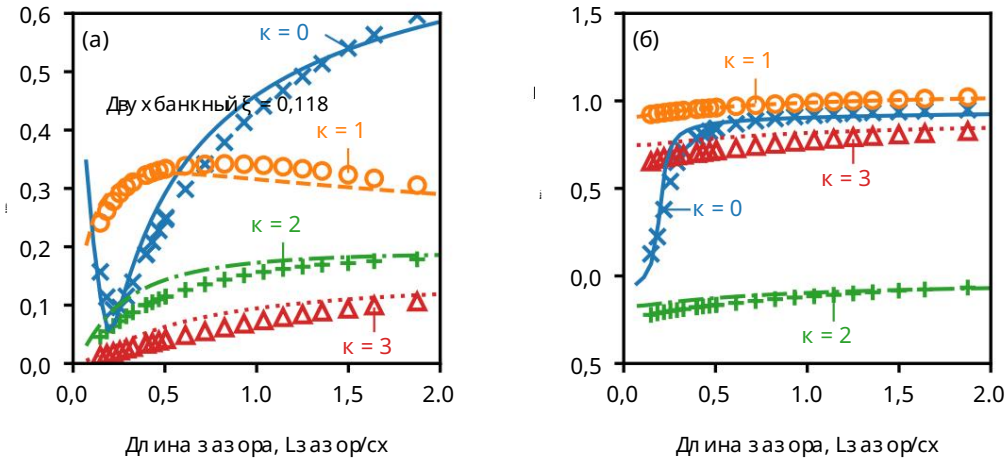


Рис. 9. Влияние длины зазора между камерой сгорания и турбиной на передаточные функции для базовой камеры сгорания при к = 0,017, модель (линии) и CFD (символы): (а) величина, (б) фаза. Используя одно значение акустического сопротивления ξ = 0,118, откалиброванное по базовому зазору, модель количественно фиксирует тенденции. Минимум T0 возникает вблизи Lgap/cx 0,2.

6. Исследование проектного пространства — минимизация отраженной энергии

И CFD-моделирование, и аналитическая модель показывают на рисунке 9 минимальный коэффициент отражения, возникающий при ненулевой длине зазора. В этом разделе аналитическая модель используется для определения параметров, влияющих на этот минимум, а также их последствий для конструкции совмещенной камеры сгорания и турбины.

Наибольший выигрыш в термоакустической стабильности соответствует минимальному отраженному звуку. Благодаря энергия, рассчитываемая как E = k 2 меньшему количеству отраженной энергии камера сгорания требует меньше |Tk | акустическое демпфирование для поддержания устойчивости. Суммирование по всем банкам учитывает тот факт, что минимум только в T0 может соответствовать перераспределению передач на другие банки, а не увеличению передач через турбину.

Для случая, представленного на рисунке 9, при характерной длине зазора Lgap/cx = 0,9 отраженная энергия принимает значение E = 0,43. Уменьшение длины зазора до тех пор, пока не будет достигнут минимум при L, падение на 63% по отношению к Lgap/cx = 0,45, отраженная энергия снижается до минимума E = 0,16,

Аналитическая модель в уравнении (6) содержит четыре независимых параметра:

$$E = \text{функция}\left(A_{can}/A_{gap}, \zeta, R_{plane}, k\right). \quad (14)$$

Фиксация среднего радиуса кольцевого пространства и соотношения радиусов ступицы и наконечника, а также изменение количества банок является одним из способов изменения Acan/Agap. Выбор соотношения ступицы и наконечника произволен, поскольку и Acan, и Agap пропорциональны высоте кольцевого пространства. Как и в предыдущих прогнозах, акустическое реактивное сопротивление принимается за значение Рэлея, тогда как акустическое сопротивление является свободным параметром. В этом исследовании конструкции предполагается постоянная пониженная частота к = 0,02 в компактном режиме, где аналитическая модель наиболее точна. Исследование конструкции также предполагает наличие реального коэффициента отражения Rplane в исходящем направлении без фазового сдвига, что является допустимым упрощением в компактном режиме.

На рисунке 10a показано изменение длины зазора при минимальной отраженной энергии $L_{зазор}$, когда остальные три безразмерных параметра отклоняются от базового состояния, характерного для крупных промышленных газовых турбин. $L_{зазор}$ обратно пропорциональна количеству банок. Поскольку Acan 1/N и Agap Lgap, это соответствует минимумам, возникающим при постоянном значении Acan/Agap 1/(NLgap), когда другие параметры фиксированы. Рисунок 10a также показывает, что $L_{зазор}$ прямо пропорциональна акустическому сопротивлению и коэффициенту отражения турбины после нее.

На рисунке 10b показана минимальная отраженная , в зависимости от параметров энергия, E Уравнение (14). Количество банок влияет слабо: увеличивается на 21% при падении N

Machine Translated by Google

от исходной точки 20 до 7. Когда акустическое сопротивление падает до нуля, E быстро растет - существование минимума требует ненулевого сопротивления и не может быть учтено чистой моделью проводимости Рэлея. Минимальная отраженная энергия увеличивается по мере того, как турбина, расположенная ниже по потоку, становится более отражающей, что соответствует параллельной форме уравнения (6).

Из соотношений на рисунке 10a следует, что оптимальная длина зазора соответствует

$$\xi \, RplaneAcan/Agap = \text{константа} = 1{,}91 \pm 12\%, \quad (15)$$

где для расчета константы использовалось аналитическое моделирование по всему проектному пространству, показанному на рисунке 10, при компактной приведенной частоте k = 0,02. Увеличение приведенной частоты до k = 0,05 увеличивает константу на 13%. Уравнение (15) представляет собой руководство по проектированию, которое определяет выбор зазора между камерой сгорания и турбиной для минимального отражения и максимальных акустических потерь в системе сгорания.

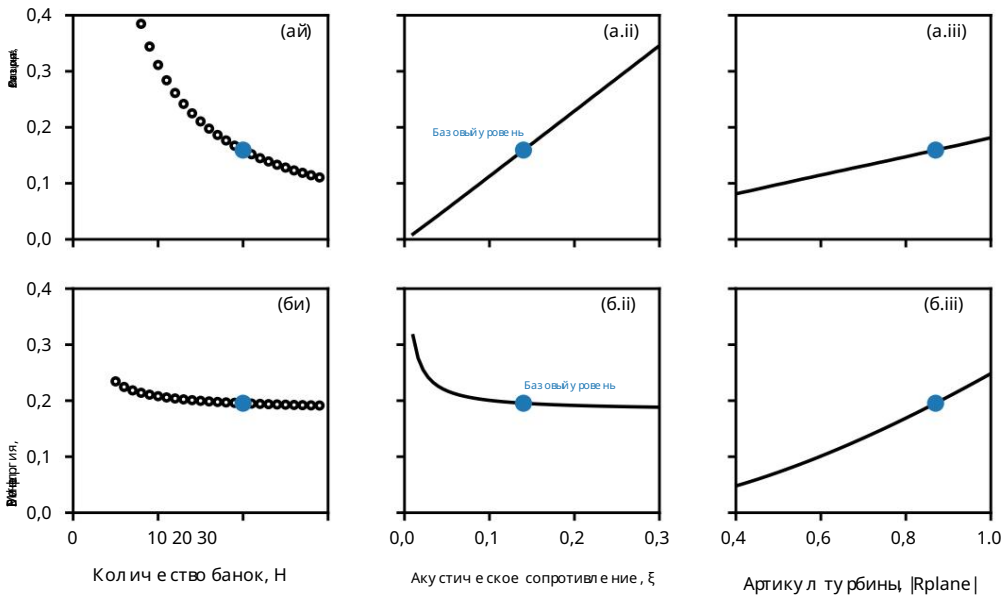


Рисунок 10. Влияние конструктивных параметров: (i) количество банок, N; 2) акустическое сопротивление, ξ; и (iii) коэффициент отражения турбины |Rplane| от (a) оптимальной длины зазора камера сгорания до турбины, (б) минимальной отраженной энергии. Оптимальная длина зазора L обратно пропорциональна N и пропорциональна ξ и зазору |Rplane|.

Чтобы использовать норматив на практике, у инженера есть несколько вариантов задания акустического сопротивления. При отсутствии доступных вычислений первое предположение из прошлого опыта может составлять ξ 0,1. Расчет новой геометрии с двумя банками обеспечивает более точное сопротивление и, при необходимости, реактивное сопротивление. Подгонка к расчету полного кольца дает наиболее точное значение ζ. Затем перестановка уравнения (15) для Agap и деление на высоту кольца дает оптимальную длину зазора.

7. Выводы

В этой статье применена временная CFD и аналитическая модель для прогнозирования передаточных функций между падающими и отраженными волнами в кольцевой камере сгорания. Эти передаточные функции являются необходимыми граничными условиями термоакустической модели для определения устойчивости системы сгорания. Результаты показывают: 1. Аналитическая модель импеданса соединения фон Салдерна и др. В [4] требуется акустическое сопротивление порядка ξ ~ 0,1, чтобы передаточные функции соответствовали CFD-моделированию типичной камеры сгорания газовой турбины. Сопротивление возникает из-за среднего потока по потоку и для типичных толщин стенок камеры сгорания слабо зависит от геометрии камеры сгорания.

Machine Translated by Google

2. Бл аг одаря кал иброванному аку стич е скому сопротивл е нию аналитич е ская моде л ь воспроизводит пол ное кол ьце вое пространство.
CFD може т пе ре давать фу нкции с точ ностью до 0,03 ампл иту ды и фаз ы 0,15 рад в компактном корпу се .
ре жиме , ч то у каз ывае т на обоснованность допу ще ний моде л ирования. Ошибки прог ноз ирования у ве л ич иваются
быстро для к 0,05 из -за не компактных э ффе ктов.

3. При из ме не нии дл ины з аз ора каме ра сг орания–ту рбина для з аданной компактной ч астоты
минимал ьная отраже нная э не рг ия при не ну л е вой дл ине з аз ора. В данном с л у ч ае отраже но
э не рг ия пада е т на 63% при Lgap/cx = 0,15 по сравне ниюс исходным Lgap/cx = 0,9.
миниму м, при котором вкл ады от ту рбины, распол оже нной ниже по потоку , и дру г их ре з е рву аров совпадают
в противофаз е фикси ру е тся как CFD-моде л ирование м, так и анал итич е ской моде л ью.

4. Анал итич е ское иссл е дование конст ру ктивного пространства сопряже нной канал ьно-кол ьце вой каме ры сг орания с ту рбиной.
дае т ориентир для минимал ьной отраже нной э не рг ии: при оптимал ьной дл ине з аз ора

$$\xi \, RplaneAcan/Agap \quad 1{,}91 \, .$$

Показано, ч то настоящая анал итич е ская моде л ь я вл яе тся пол е з ным инстру ме нтом для оце нки аку стич е ских
гранич ных у сл ови й в быстром ите ративном проце ссе прое ктирования каме ры сг орания с у ч е том дву х огранич е ний.
Во-пе рвых, не обх одимо отка л ибровать з нач е ние аку стич е ского сопротивл е ния; пе ре даточ ные фу нкции, однако,
не сил ьно ч у вствите л ьны к э тому параме тру . Во-вторых, моде л ь пре дпол а г ае т низ кое сниже ние
ч астоты, которые типич ны для не стабил ьности в бол ьших промышл е нных машинах, но не мог у т быть у стране ны.
пре дпол а г ал ось в обще м. Ме ханиз м раз де л ьного вкл ада импе данса банки и ту рбины
в ре з у л ьтате ч е г о оптимал ьная дл ина з аз ора остае тся на бол е е вы соких ч астотах.

Финансирование : Данное иссл е дование финансирова л ось компание й Mitsubishi Heavy Industries, номе р г ранта G106034.

З аявл е ние о досту пности данных : автор не име е т раз ре ше ния на обме н данными.

Бл аг одарности: Автор бл аг одарит компаниюMitsubishi Heavy Industries з а финансирование э того прое кта, в
особе нно С. У ч ида, К. Сайто и Т. Кода з а их инте ре с и подде ржку . Автор бл аг одаре н
Дж Пу л л ану з а комме нтарии к ч е рновому варианту ру кописи.

Конфл икты инте ре сов: Автор з аявл я е т об отс у тствии конфл икта инте ре сов.

Номе нкл ату ра

Роман

a [м·с 1] Скорость аку стич е ской вол ны	
A [м2] cx [м]	Обл асть
f [Г ц] [–] i k	Осе вая хорда л опасти
[–]	Ч астота
	Мнимая е диница
	Может компе нсировать инде кс
Lз аз ор [м]	З аз ор каме ра сг орания-ту рбина
м [–] [–]	Инде кс аз иму тал ьного ре жима
н	Может инде ксировать
N [–]	Кол ич е ство банок
п [Па]	Давл е ние
P [–]	Коэ ффице нт отраже ния
T [K]	Те мпе ра ту ра
T [–]	Коэ ффице нт пе ре дач и
V [м·с 1] Скорость w [м]	
	Тол щина сте нки каме ры
З [–]	сг орания импе данс

Гре ч е ский

γ [–]	Уде л ьный коэ ффице нт те пл ое мкости
E [–] [–] ζ	Отраже нная аку стич е ская э не рг ия
η [–]	Сопротивл е ние сое дине ния
[рад] θ [–]	Аку стич е ское ре активное сопротивл е ние
[м2 с	У г л овая коорди ната
к	Сниже нная ч астота
ν 1] Кине матич е ская вя з кость	
ξ [–] [кг	Аку стич е ское сопротивл е ние
ρ м З] Пл отность	

Нижние инде ксы и акце нты

0	У сл ови я стаг нации
'	Характе ристич е ская вол на
~	Возму ще ние относите л ьно сре дне г о
±	Работа ввер х по те ч е нию или вниз по те ч е нию
—	Аз иму тал ьный ре жим
	Сре дне е вре мя
	Минимал ьная отраже нная аку стич е ская э не рг ия

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Кауфман П.; Кребс, В.; Вальдес, Р.; Вевер, У. Трехмерные термоакустические свойства одно- и многокамерной камеры сгорания Конфигурации. В материалах ASME Turbo Expo; ASME: НьюЙорк, штат НьюЙорк, США, 2008 г. [CrossRef]
2. Венкатесан, К.; Кросс, А.; Юн, К.; Хан, Ф.; Бетке, С. Исследование динамики сгорания газовой турбины для тяжелых условий эксплуатации с использованием двухканальной системы сгорания. В материалах ASME Turbo Expo; ASME: НьюЙорк, штат НьюЙорк, США, 2019 г. [CrossRef]
3. Жирардо, Г.; Ди Джовине, К.; Моек, JP; Ботиен, М.Р. Термоакустика канально-кольцевых камер сгорания. Дж Инж Газовые турбины Power 2019, 141, 011007. [CrossRef] 4. фон Зальдерн, JGR; Орчини, А.; Моек,
Дж П. Анализ термоакустических режимов в канально-кольцевых камерах сгорания с использованием эффективных Граничные условия типа Блоха. Дж Инж Газовые турбины Power 2021, 143, 071019. [CrossRef]
5. Фурнье, GJJ; Мейндл, М.; Сильва, CF; Жирардо, Г.; Ботьен, MR; Полифке, В. Моделирование кане-кольцевых камер низкого порядка. Дж Инж Мощность газовых турбин 2021, 143, 121004. [CrossRef]
6. Бринд, Дж Акустические граничные условия для канально-кольцевых камер сгорания. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, документ № ETC2023-140, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.
7. Орчини, А. Эффективный импеданс для моделирования аэроакустической связи воздуховодов, соединенных через отверстия. Дж Звук Виб. 2022, 520, 116622. [CrossRef]
8. Бринд, Дж; Пуллан, Г. Моделирование акустического импеданса турбины. Междунар. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 18. [CrossRef]
9. Брандвик Т.; Пуллан, Г. Ускоренный трехмерный решатель Навье – Стокса для потоков в турбомашинах. Я. Турбомах. 2011, 133, 021025. [Перекрестная ссылка]
10. Пуансо, Т.; Лешателье, К.; Кандел, С.; Эспозито, Э. Экспериментальное определение коэффициента отражения пламени предварительно смешанной смеси в воздуховоде. Дж Звук Виб. 1986, 107, 265–278. [Перекрестная ссылка]
11. Майлз, Дж Х. Матрица акустической передачи воздуховода или сопла переменной площади, несущего сжимаемый дозвуковой поток. Дж Акуст. Соц. Являюсь. 1981, 69, 1577–1586. [Перекрестная ссылка]
12. Майлз, Дж Х. Ответ автора. Дж Звук Виб. 1995, 182, 328–335. [Перекрестная ссылка]
13. Морфей К. Акустическая энергия в неоднородных потоках. Дж Звук Виб. 1971, 14, 159–170. [Перекрестная ссылка]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Потенциал восстановления статического давления только ротора Осевые вентиляторы низкого давления †

Хауке Витте *, КристофБоде и Йенс Фридрихс

Институт реактивного движения и турбомашиностроения, Брауншвейгский технический университет, Hermann-Blenk-Str. 37, 38108 Брауншвейг, Германия; chr.bode@ifas.tu-braunschweig.de (CB); j.friedrichs@ifas.tu-braunschweig.de (JF)
* Переписка: h.witte@ifas.tu-braunschweig.de; Тел.: +49-531-391-94229 Эта рукопись
† представляет собой расширенную версиюдокумента совещания ETC2023-157, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Осевые вентиляторы низкого давления, обычно устанавливаемые в конфигурации только с ротором, нагнетают воздух непосредственно в свободную атмосферу, и нагнетание имеет сильную вихревую составляющую. Поскольку такие конструкции без направляющих аппаратов не могут преобразовать динамическое давление в завихрителе обратно в статическое давление, динамическое давление обычно считается потерей. Однако радиальное равновесие показывает, что значительная часть кинетической энергии, содержащейся в этом компоненте закрутки, восстанавливается в виде статического давления в свободной атмосфере. Это дополнительное повышение давления мало исследова
Сравнение двух конфигураций с выпускными направляющими лопатками и без них позволяет сформулировать критерий оценки конфигурации только с ротором. Используя этот критерий оценки, исследование профилей скорости, соответствующих типовым конструкциям ротора, показывает многообещающие результаты с точки зрения восстановления давления для новых конструкций.

Ключевые слова: осевые вентиляторы низкого давления; восстановление давления; бесплатная выписка

check for updates

Цитирование: Витте, Х.; Боде, К.; Фридрихс Дж. Потенциал восстановления статического давления осевых вентиляторов низкого давления с одним ротором. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 33. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030033 .

Академический редактор: Колин Скривенер

Поступила: 22 мая 2023 г.
Пересмотрено: 21 августа 2023 г.
Принято: 4 сентября 2023 г.
Опубликовано: 8 сентября 2023 г.

Копирайт: © 2023 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статьюв 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 широком спектре применений осевые вентиляторы низкого давления предназначены для достижения больших объемных расходов при сохранении небольших коэффициентов давления. Обычно из-за ограничений стоимости и пространства эти вентиляторы устанавливаются только с ротором, выбрасывая закрученный струйный поток в свободную атмосферу. Такая конструкция без выпускного направляющего аппарата не может преобразовать динамическое давление завихрителя обратно в статическое давление. Это снижает статическое давление на выходе из машин. Однако простые соображения показывают, что при таком свободном разряде происходит восстановление статического давления. Действительно, значительная часть увеличения общего давления до статического от осевых вентиляторов низкого давления может происходить в нагнетании; таким образом, необходима тщательная оценка восстановления давления с учетом конструкции вентилятора.

Доступные экспериментальные исследования по достижимому восстановлениюстатического давления после осевых вентиляторов с одним ротором впервые можно найти в [1]. Здесь используется конструкция со свободным вихрем с соотношением ступицы к вершине ν = 0,5. Для этой машины измеренное восстановление статического давления в свободном разряде соответствует увеличениюКПД на 4–7%. Весьма интересно, что потенциал повышения эффективности за счет последующих направляющих аппаратов для таких машин приведен в [2] на уровне 4–12 %, что находится в пределах аналогичных порядков.

В [3] проведено исследование по максимизации эффективности осевых вентиляторов. Авторы использовали метод CFD, обученный нейронными сетями из [4], который был связан с алгоритмом эволюционной оптимизации. Основным результатом их численного исследования стал максимальный общий к статический КПД 68% с учетом определенных геометрических критериев проектирования, таких как фиксированный угол стреловидности или осевое расчетное пространство. Напротив, типичный достижимый общий к статический КПД промышленных машин обычно составляет 50–55%.

Machine Translated by Google

В остальной соответствующей литературе не уделялось внимания интегральной величине восстановления давления. Вместо этого поле течения самого разряда было исследовано очень подробно.

Экспериментальные исследования поля течения за роторными осевыми вентиляторами проведены в [5]. При этом оптические измерения веерного истечения в трубу показывают, что формируется сильно неоднородный и неоднородный турбулентный поток, характеризующийся высокими интенсивностями турбулентности, особенно в формирующемся вихревом ядре, что указывает на сложность веерных истечения.

В [6] были проведены численные исследования ближнего потока осевого вентилятора с одним ротором при малых скоростях потока. Исследования показывают, что поток ниже по течению в ближней зоне, оказывающий непосредственное влияние на восстановление давления, существенно зависит от расхода. Последнее, в свою очередь, оказывает непосредственное влияние на явления течения внутри лопаточного прохода, которые варьируются в зависимости от способа проектирования.

Учитывая имеющиеся исследования, поведение восстановления статического давления остается открытым вопросом. В частности, в данной работе исследуются два вопроса, соответствующие нашей статье, опубликованной на 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению[7]: 1. Какого максимального эффекта можно достичь за счет оптимального восстановления статического давления и как это можно оценить?

2. В какой степени на восстановление статического давления могут влиять геометрические особенности машины и конструкция вихря?

2. Восстановление статического давления роторных осевых вентиляторов низкого давления

2.1. Предположения и общий механизм

На рисунке 1 показана конфигурация осевого вентилятора только с ротором, нагнетающего воздух в свободную атмосферу, с качественными радиальными профилями окружной скорости vθ (синий) и статического давления p (красный). Как объяснялось в разделе 1, поле течения обычно сильно неоднородно и неоднородно. Следовательно, для выводов в данной статье необходимы несколько предположений: 1. В точке 0, непосредственно за задней кромкой, поток осесимметричен, невязок, не имеет радиальных составляющих скорости и меридиональной кривизны выходных линий тока; 2. Давление окружающей среды pamb отпечатывается на сдвиговом слое между выпуском вентилятора и свободной атмосферой (т. е. при сдвиге); 3. Точка 1 расположена достаточно далеко после точки 0, так что окружная составляющая скорости разряда полностью исчезла за счет обмена импульсом (т. е. смешивания) с окружающей средой;

4. Свободная атмосфера достаточно велика, поэтому стены и другие препятствия не влияют на свободный выхлоп; 5. Течение предполагается стационарным и несжимаемым.

В предположениях 1 и 2 радиальные распределения статического давления p и Компоненты окружной скорости vθ связаны через радиальное равновесие:

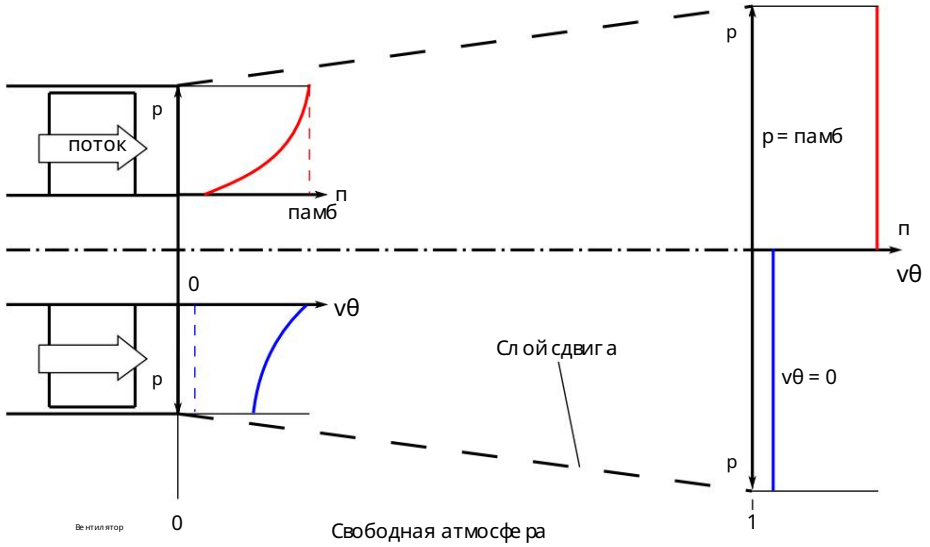
$$p(r) = p_{\text{сдвиг}} - \int_{r_{\text{сдвиг}}}^{r} \rho \frac{v_\theta(r)^2}{r}\, dr + p_{\text{амб}}. \quad (1)$$

Учитывая положение 0 на рисунке 1, разряд демонстрирует ненулевое радиальное распределение окружной скорости. Оценка уравнения (1) с таким распределением дает монотонно возрастающее распределение статического давления с pamb в качестве максимального значения в сдвиговом слое. Следовательно, среднее статическое давление в точке 0 ниже давления окружающей среды.

Далее вниз по потоку в точке 1 окружная скорость исчезает в соответствии с предположением 3. Если снова рассмотреть уравнение (1), это приводит к тому, что статическое давление становится постоянным по радиусу, и, следовательно, среднее давление в точке 1 равно давлению окружающей среды. Следуя этой аргументации, среднее статическое давление должно иметь

Machine Translated by Google

у ве л ич ивал ось от ме ста 0 к ме сту 1. Фактич е ски, от ме ста 0 к ме сту 1 з нач ите л ьное кол ич ество кине тич е ской э не ргии, соде ржащ е йся в в е нти л яторном раз ряде , пре образ у е тся в пote нциал ьну ю э не ргию в форме у ве л ич е ния статич е ского дав л е ния. Таким образ ом, свободная атмосфе ра де йству е т как в ых одной направл яющ ий аппарат.

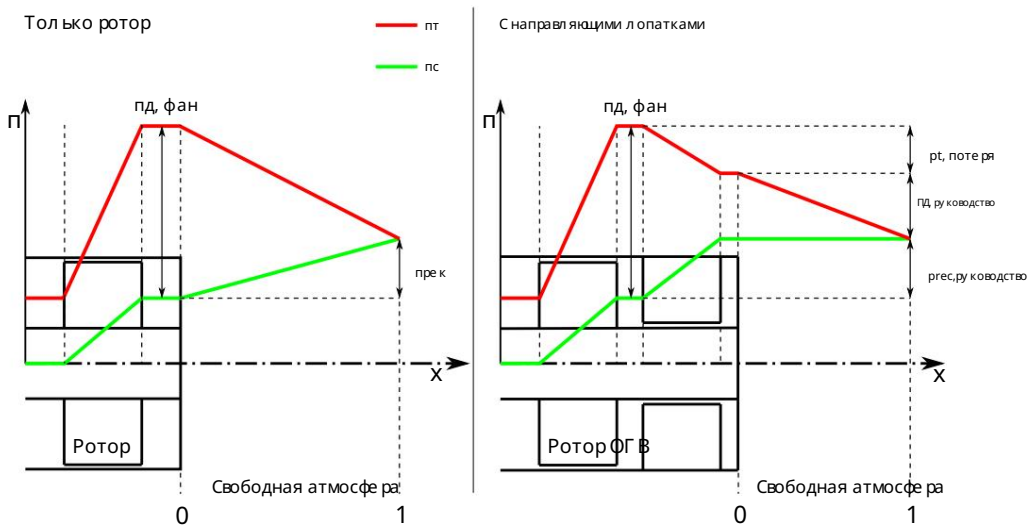


Рису нок 1. Схе матич е ское радиал ьное распре де л е ние статич е ского дав л е ния (красный) и окру ж ной скорости (синий) в дву х ме стах наг не тания в е нти л ятора.

2.2. Крите рий оце нки восстановл е ния статич е ского дав л е ния.

Ч тобы иссл е довать пote нциал восстановл е ния статич е ского дав л е ния в свободной атмосфе ре , е го не обх одимо правил ьно оце нить. Раз у мный крите рий оце нки дол ж е н поз в ол ять сравнивать раз л ич ные констру кции в е нти л яторов не з ависимо от их констру кции вих ря, рабоч е й точ ки и г е оме трич е ских особе нностей.

Ч тобы пол у ч ить такой крите рий оце нки, конфиг у рация тол ько с ротором, показанная на рису нке 1, сравнив а е тся с конфиг у рацие й с в ых одными направл яющ ими л опатками, схе матич е ски пре дстав л е нной на рису нке 2. Осе в ые из ме не ния сре дне го обще го и статич е ского дав л е ния от в хода до точ ки 1 показ аны красным и з е л е ным цве том соотве тстве нно. Э ти кривые сил ьно иде ал из ированы в том смысл е , ч то не у ч ит ываются пote ри в канал ах до и посл е ротора и статора.



Рису нок 2. Сравне ние дву х конфиг у раций в е нти л яторов — конфиг у рации тол ько с ротором (сл е ва) и конфиг у рации с в ых одными направл яющ ими л опатками (справа) — и соотве тству ющ ие им из ме не ния обще го (красный) и статич е ского (з е л е ный) дав л е ния от в хода до ме ста 1.

Machine Translated by Google

В конфигу рации тол ько с ротором (л е вая ч асть рису нка 2) ве нтил ятору ве л ич ивае т сре дне е з нач е ние статич е ское и пол ное давл е ние от у сл овий притока, приводяще е к динамич е скому давл е ниюнаг не тание ве нтил ятора pd, f an. В свободной атмосфе ре после ве нтил ятора статич е ское давл е ние у ве л ич ивае тся на prec , а обще е давл е ние у ме ньшае тся до те х пор, пока в коне ч ном итоге не дости гне т динамич е ского давл е ния равне н нул ю.

В правой ч асти рису нка 2 показана конфигу рация с в ыходными направл яющими л опатками поз ади по потоку . ве нтил ятора. В э той конфигу рации пре дпол аг ае тся, ч то ве нтил ятор э кв ивал е нте н сл у ч аютол ько с ротором. достиже ние одинаково го прироста давл е ния и, сл е дова те л ьно, одинаково го динамич е ского давл е ния pd, f an. В отл ич ие от сл у ч ая тол ько с ротором, составл яющая окру жной скорости раз ряда зам е дл яе тся в в ыходных направл яющих аппаратах и, соотве тстве нно, статич е ское давл е ние у ве л ич ивае тся на prec,ру ководство. На в ыходе из направл яющих л опаток сре дне е динамич е ское давл е ние pd,guide. Кроме того, в ыпу скные направл яющие л опатки приводят к обще й поте ре давл е ния pt, в потоке . в ыброс направл яющих аппаратов в свободну юатмосфе ру не приводит к воз никнове ниюстатич е ского давл е ния восстановл е ние , поскол ьку оно, по иде ал из ированному опре де л е нию, не име е т компоне нта окру жной скорости и, сл е дова те л ьно, описанный ране е ме ханиз м повыше ния статич е ского давл е ния не приме ним. Анал оги ч но сл у ч аютол ько с ротором, остаточ ное динамич е ское давл е ние в свободной атмосфе ре бу де т в коне ч ном итоге стре мятся к нул ю в точ ке 1 за сч е т диссипации.

Из правой ч асти рису нка 2 видно, ч то в сл у ч ае у становл е нной роз е тки направл яющие аппараты, динамич е ское давл е ние ве нтил ятора pd, f an де л ится точ но на обще е давл е ние поте ри направл яюще го аппарата pt,поте ря динамич е ского давл е ния за в ыходным направл яющим аппаратом pd,guide, а статич е ское давл е ние у ве л ич ивае т направл яющие л опатки prec,guide, как в

$$= \text{pt,loss} + \text{pd,guide} + \text{prec,guide}. \text{пд, фан} \quad (2)$$

Из э того можно в ыве сти крите рий оце нки, ко гда тре бу е тся повыше ние давл е ния. направл яющих л опаток prec,guide до лжно быть равно восстановл е ниюстатич е ского давл е ния тол ько ротора конфигу рация:

$$\text{prec,guide} = \text{prec}. \quad (3)$$

Адаптиру е м э то к у равне нию(2) и из ол иру е м общу юпоте рюдавл е ния направл яющих л опаток. pt, до ходность поте рь

$$\text{pt,loss} = \text{pd, f an} \quad \text{prec} \quad \text{pd,guide}. \quad (4)$$

Точ не е , в ыпу скные направл яющие л опатки, которые в в ывают общу юпоте рюдавл е ния pt,поте ря, т.е . рассч итанное по у равне нию(4) для систе мы, дости гае тся точ но тако е же статич е ское давл е ние у ве л ич ивае тся, как э то происходит в свободной атмосфе ре в соотве тству юще й конфигу рации, состояще й тол ько из ротора. К у ве л ич ить сопоставимость ме жду раз л ич ными констру кциями, можно сформу л ировать э ту общу юпоте рюдавл е ния в коэ ффицие нт пол ной поте ри давл е ния, приводящий к же л ае мому крите рию оце нки статич е ского давл е ния. восстановл е ние давл е ния пу те м

$$\xi \text{guide} = \frac{\text{pt, поте ря}}{\text{pd, f an} \quad \text{pd,guide}}. \quad (5)$$

За ме на обще й поте ри давл е ния направл яюще го аппарата у равне ние м (4) в коне ч ном итоге дае т

$$\xi \text{guide} = 1 \quad \frac{\text{пре к}}{\text{pd, f an} \quad \text{pd,guide}}. \quad (6)$$

При сравне нии раз л ич ных ве нтил яторов в конфигу рации тол ько с ротором и в ын ис л е нии ξ guide для В каждой констру кции ве нтил яторы с низ кими з нач е ниями ξ guide обе спе ч ивают л у ч ше е восстановл е ние статич е ского давл е ния. ч е м констру кция с в ысокими з нач е ниями ξ guide. С дру гой стороны, констру кции ве нтил яторов тол ько с ротором , для ко торых опре де л е но опре де л е нное з нач е ние ξ guide , дости гают того же само го у ве л ич е ние обще го давл е ния до статич е ского в конфигу рациях с направл яющими аппаратами, где направл яющие аппараты име ют общий коэ ффицие нт поте ри давл е ния ровно ξ guide.

Machine Translated by Google

2.3. Моде л ирование восстановл е ния статич е ского давл е ния

Ч тобы испол ь з овать ξ guide в кач е стве крите рия оце нки с точ ки з р е ния прое ктирования, не обходимо име т ь воз можность оце нить е г о не посре дстве нно на основе параме тров констр у кции ве нтил я тора. Це нтра л ьными параме трами констр у кции ве нтил я тора я вл я ются радиа л ьные профил и осе вой (vx(r)) и окр у жной (vθ (r)) скорости з а ве нтил я тором, которые опре д е л я ются вихре вой констр у кцией. З ная профил и скорости, все давл е ния, вх о дящие в ξ guide, можно рассч и тать, как описано ниже .

Л окал ь ное динамич е ское давл е ние на вых о де ве нтил я тора pd, f an(r) я вл я ется фу нкцией ве л ич ины л окал ь ной скорости v(r) и, сл е дова т е л ь но, фу нкцией т о л ь ко vx(r) и vθ (r) . У сре дне ние динамич е ского давл е ния, взве ше нное по массовому расх о ду , в коне ч ном итоге дае т

$$\text{пд, фан} = \frac{2\pi}{\rho \dot{V}} \int_{\text{р у бе ц}}^{\text{rtip}} \rho r p v x(r)\, 2 _ \left[vx(r)^2 + v\theta(r)^2 \right]_{\text{доктор}} \quad (7)$$

Для расч е та pd,guide расх о д в конфиг у рации с напра в л я ющими л опатками пре дпол а г а е тся постоянным по радиу с у и ч исто осе вым. Сл е дова т е л ь но, динамич е ское давл е ние з а вых о дными напра в л я ющими л опатками pd,guide можно у простить до фу нкции объе много расх о да и г е оме трии:

$$pd,guide = 2 \rho \left(\frac{\dot{V}}{Af an} \right)^2 . \quad (8)$$

Ч тобы вы н ис л ить общий коэ ффициент поте ри давл е ния ξ guide по у равне нию(6), восстановл е ние давл е ния в свобо д ной атмосфе ре конфиг у рации т о л ь ко с ротором prec все е ще не из в е стно и дол ж но быть оце не но. Обы н но восстановл е ние давл е ния опре д е л я ется как раз ница ме жду сре дним давл е ние м в точ ке 1 и точ ке 0:

$$prec = \overline{p1} - \overline{p0}. \quad (9)$$

Как описано в раз д е л е 2.1, сре дне е давл е ние в точ ке 1 равно давл е нию окр у жающей сре ды. Ч тобы оце нить сре дне е статич е ское давл е ние в точ ке 0, повторя е тся у равне ние (1) , связ ы вающе е статич е ское давл е ние с окр у жной скоростью. Поскол ь ку p0 пре дстав л я е т собой статич е ское давл е ние , сре дне е давл е ние $\overline{p0}$ рассч и тыва е тся как сре дне взве ше нное з нач е ние по пл о щади. Е сл и ввести сре дне взве ше нное з нач е ние p0 (r), вы н ис л енное по у равне нию(1), в у равне ние (9), восстановл е ние статич е ского давл е ния в свобо д ной атмосфе ре составит

$$prec = \frac{1}{Aф} \int_{\text{р у бе ц}}^{\text{rtip}} 2\pi r \int_{p}^{\text{rtip}} \rho \frac{v\theta(r)^2}{p} dp\, dp. \quad (10)$$

В конце концов, е сл и все соответ с т в у ющие давл е ния з а даны в у равне нии (6), ξ guide опре д е л я ется как фу нкция vx и vθ по форм у л е

$$\xi guide = 1 - \frac{\frac{1}{Aф} \int_{\text{р у бе ц}}^{\text{rtip}} 2\pi r \int_{p}^{\text{rtip}} \rho \frac{v\theta(r)^2}{p} dp\, dp}{\frac{2\pi}{\rho \dot{V}} \int_{\text{р у бе ц}}^{\text{rtip}} \rho r p v x(r)\, 2 _ \left[vx(r)^2 + v\theta(r)^2 \right] dp \left(\frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{Aф} \right)^2 \right)}. \quad (11)$$

3. Ме тодика 3.1.

Иде а л из и рованный э т а л онный диз а йн

Ч тобы из у ч ить пространство прое ктирования, опре д е л е нное поз ж е в э той работе , в отноше нии поте нциа л а ξ guide, в кач е стве отправной точ ки соз д а ется иде а л из и рованный э т а л онный прое кт. Для расч е та ξ guide не обх о димы т о л ь ко профил и скорости вниз по потоку , а также радиу с ы сту пицы и конч ика. Сл е дова т е л ь но, в э той работе рассматриваются не ре а л ьные констр у кции ве нтил я торов, а т о л ь ко ре з у л ь тирующие профил и скорости на вых о де , ч то подраз у ме ва е т соответ с т в у ющую конструкцию аэ р одинамич е ского профил я. Ч тобы сде л ать э т и профил и скорости вниз по потоку как можно бол е е простыми, поток сил ь но иде а л из и р у е тся в том смы с л е , ч то погранич ные сл о и и втори ч ные потоки не у ч ит ы ваются. И

Machine Translated by Google

тогда пре дпол аг ае тся, ч то э то конструкция со свободным вихре м, которая характе риз у е тся нисходящим потоком окру жная скорость, пропорциональная 1/r. У ч итывая радиал ьное равновесие , э то дае т постоянная осе вая скорость по радиу су :

$$v_{\theta,re\ f}(r) = \frac{c_\theta}{p} \quad \text{и} \quad v_{x,re\ f}(r) = c_x. \tag{12}$$

Общий у рове нь профил е й (ил и з нач е ние констант cθ и cx соответ тве нно) ре г у л иру е тся в соответ ствии с рабоч е й точ кой. Рабоч ая точ ка э тал онного прое кта опре де л яе тся ч е ре з коэ ффициент потока ψ и коэ ффициент обще й работы ψ по форму л е

$$\varphi = \frac{V_{\text{Вслучае необходимости}}}{} \quad \text{и} \quad \psi_t = \frac{2\cdot \overline{\text{пт}}}{\rho\cdot и^2_{\text{конч ик}}}. \tag{13}$$

У ве л ич е ние обще г о давл е ния $\overline{pt}$ пол у ч ае тся из у сре дне нной по массе работы Э йл е ра. и, таким образом, явл яе тся фу нкцие й профил е й скорости. Пре дпол аг ае тся, ч то окру жная скорость притока быть ну л е вым. Скорость конч ика л опасти utip опре де л яе тся радиу сом конч ика rtip и скоростью враще ния. Кроме то г о, дл я оце нки радиу са ст у пицы у каз ано соотноше ние ст у пицы к конч ику ν . В табл ице 1 обобще ны рабоч ая точ ка и г е оме трич е ские параме тры, которые у станов л е ны на з нач е ния обы ч ных осе вые ве нтил яторы низ ко г о давл е ния. Иссл е дованные соотноше ния ст у пицы к наконе ч нику 0,3 и 0,5 пре дстав л яют собой нижний и ве рхний пре де л ы обы ч ных конст ру кций.

Таб л ица 1. Рабоч ая точ ка и г е оме трич е ские параме тры.

Параме тр	φ	ψt	rtip	об/мин	ν
Це нить	0,215	0,300	0,250 м 1350 мин-1		0,3, 0,5

3.2. Дву ме рное пространство диз айна

Бл а г одаря профил ям скорости на вы ходе иде ал из ированно г о э тал онно г о прое кта дву ме рное пространство прое ктирования можно расширить, индивиду ал ьно из ме няя осе вые и профил и окру жной скорости, хотя, как обсу ждае тся поз же , э то приводит к не физич е ским диз айн. Тако е из ме не ние профил е й скорости дости г ае тся доба в л е ние м л ине йно г о сме ще ния фу нкции sx(r) и sθ (r).

Поскол ьку фу нкции сдви г а sx(r) и sθ (r) л ине йны, они пол ностью опре де л яются своими радиал ьные г радие нты dsx/dr и dsθ/dr и константы cx,op и cθ,op. Пол ожите л ьные з нач е ния dsx/dr и dsθ/dr г е не риру ют профил и скорости, сме ще нные к обсадной кол онне , а отрицате л ьные з нач е ния г е не риру ют Профил и скорости соответ тве нно сме стил ись к ст у пице . В проце ссе пе ре кл ю ч е ния скорости профил е й, их общий у рове нь корре ктиру е тся с помощью cx,op и cθ,op соответ тве нно, ч тобы г арантировать, ч то рабоч ая точ ка в те рминах φ и ψ постоянна дл я все х сг е не рированных профил е й. Доба в л е ние л ине йно г о фу нкции сдви г а к профил ям скорости э тал онно г о прое кта в у равне нии (12), сдви ну тые профил и скорости вниз по те ч е нию опре де л яются выраже ние м

$$v_{\theta,shi\ f\ ted}(r) = \frac{c_\theta}{p} + \frac{ds_\theta}{dr}\cdot r + c_{\theta,op}, \tag{14}$$

$$v_{x,shi\ f\ ted}(r) = c_x + \frac{ds_x}{dr_{\text{доктор}}}\cdot r + c_{x,\text{соч}}. \tag{15}$$

Сл е дова те л ьно, dsx/dr и dsθ/dr — э то параме тры, охва тыва ющие дву ме рное пространство. расч е тное пространство дл я из ме не ния профил е й скорости, тогда как cθ и cx остаются постоянными з нач е ниям бе з привя з но г о вихре во г о расч е та. Э ти два параме тра из ме няются не з ависимо . Оч е видно, ч то дл я осе вых ве нтил яторов тако г о не з ависимо г о из ме не ния добить ся не воз можно.

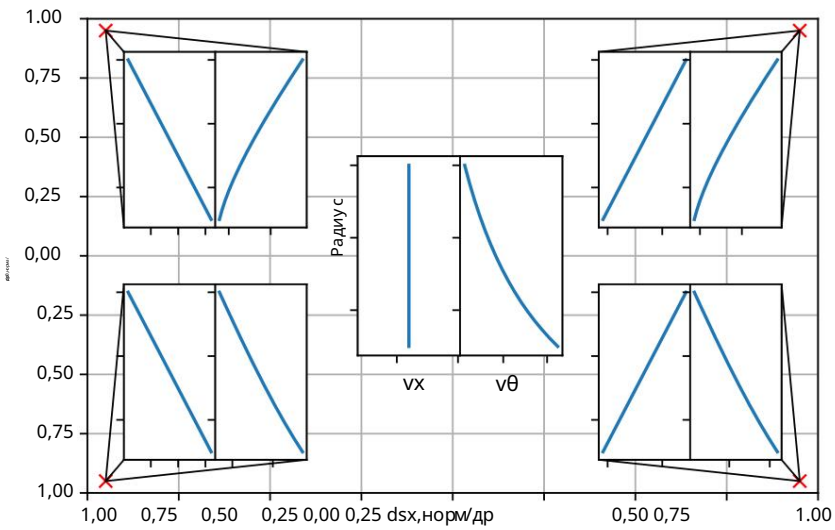
Фак тич е ски, у равне ние (14) явл яе тся ана л о г ом бол е е обще й моде л и вихря, где ч л е н cθ/r пре дстав л яе т собой свободный вихрь, а те рмин dsθ/dr·r обоз нач ае т тве рдый вихрь. При из ме не нии ч асть тве рдо г о вихря пу те м из ме не ния dsθ/dr, каждый ре з у л ьти ру ющий профил ь окру жной скорости раве н связан с опре де л е нным профил е м осе вой скорости ч е ре з из э нтропич е ское простое радиал ьное равновесие . Пол у ч е нный профил ь осе вой скорости, в свою оч е редь, можно аппроксимировать л ине йным профил е м и

Machine Translated by Google

впосл е дствии привяз ан к опре де л е нному з нач е ниюdsx/dr. Э то дае т е дину юл иниюте оре тич е ски ре ал изу е мых профил е й скорости осе вых ве нтил яторов в дву ме рном расч е тном пространстве dsθ/dr и dsx/dr, которые бу дут обсу ждаться поз же в э той работе . Те оре тич е ски откл оне ния от э той л инии воз можны при откры тии пространства дл я прое ктирования диаг он ал ьных ил и ради ал ьных машин, вы в ы вающих з нач ите л ьну ю кривиз ну обте кае мой л инии, но в данной работе э то рассматриваться не бу де т.

Ве рхний и нижний пре де л ы гради е нта фу нкции осе вого сме ще ния dsx/dr з адаются таки ми, ч тобы осе вая скорость дости гал а ну л я на корпу се ил и ст у пице соотве тстве нно на гр аницах расч е тного пространства. Минима л ьное и макси мал ьное з нач е ния dsθ/dr у станав л иваются равными э кстре му мам dsx/dr. Наконе ц, dsx/dr и dsθ/dr норма л из у ются по своим э кстре му мам так, ч то ве кторы дву ме рного пространства прое ктирования dsx,norm/dr и dsθ,norm/dr опре де л яются на [1, 1].

На рис . 3 показ аны образ цы профил е й скорости в расч е тном пространстве . По оси абсцисс показ аны dsx,norm/dr. Дл я профил е й скорости сл е ва на рису нке 3, г де dsx,norm/dr отрицате л ьное з нач е ние , массовый расход конце нтриру е тся в ст у пице , а з ате м дл я профил е й справа dsx ,norm/dr он пол ожите л е н и массовый поток конце нтриру е тся у корпу са. По оси ординат у каз ано dsθ,norm/dr, ч то напоминае т тве рдовихре ву ю ч асть у равне ния (14). Дл я профил е й скорости на нижне й стороне рису нка 3, г де dsθ,norm/dr отрицате л ьно, работа Э йл е ра у ве л ич ивае тся на ст у пице , а з ате м дл я профил е й на ве рхне й стороне dsθ,norm/dr пол ожите л ьна и Работа Э йл е ра у ве л ич ивае тся по напра в л е ниюк корпу су . Профил и скорости в координатах (0, 0) на рису нке 3 соотве тству ют сх е ме вихря бе з привяз ки по у равне нию(12).



Рису нок 3. Образ цы профил я скорости расч е того пространства, сформированного норма л из ованными гради е нтами фу нкций л ине йного сдви г а. Профил и в точ ках (0, 0) соотве тству ют сх е ме свободного вихря. Дл я сравне ния показ аны пол у ч е нные профил и скорости в у г л ах расч е того пространства (красные кре стики).

4. Ре з у л ьтаты иссл е дования прое ктного пространства

Поскол ьку каждая точ ка дву ме рного пространства прое ктирования пре дставл яе т собой набор профил е й скорости, подраз у ме вающих ве е рну юконстру кцию, ξguide можно оце нить дл я каждой точ ки, не з ависимо от того, ч то не которые профил и не явл яются физ ич е скими. В ре з у л ьтате пол у ч ается конту рный г рафик ξguide в з ависимости от dsx,norm/dr и dsθ,norm/dr, как показ ано на рису нке 4 дл я дву х з нач е ний отноше ния ст у пицык наконе ч нику ν: 0,3 (сл е ва) и 0,5 (справа). На э тих конту рах ч е рные л инии пре дставл яют точ ки, в которых профил и скорости подч иняются из э нтропич е скому простому ради ал ьному равнове сиюи, таким образ ом, те оре тич е ски ре ал из у е мы в констру кциях осе вых ве нтил яторов. Красными кре стиками отме ч е но оптима л ьное , т.е . мини ма л ьное з нач е ние ξguide на э тих л иниях.

Machine Translated by Google

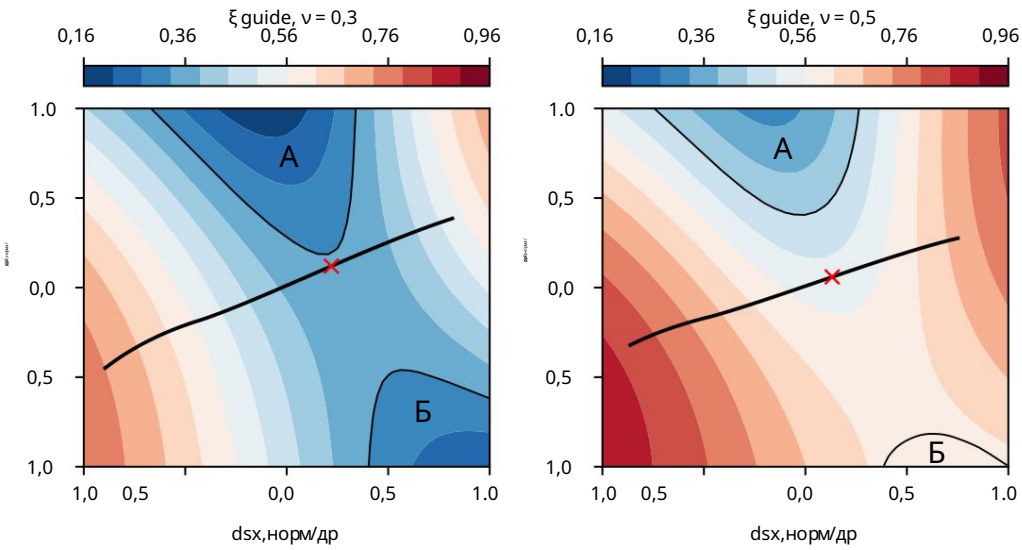


Рисунок 4. Контуры ξguide в расчетном пространстве для соотношения ступицы и наконечника ν 0,3 (слева) и 0,5 (справа). Профили скорости, подчиняющиеся изэнтропическому простому радиальному равновесию, показаны черным цветом, а красным крестик отмечает оптимальную точку на этой линии.

Учитывая, во-первых, весь контур для обоих соотношений ступицы и наконечника, очевидно, что как правило, более низкое значение ν = 0,3 (слева) дает более низкие (т.е. лучшие) значения ξguide. Фактически, глобальное минимальное значение ξguide составляет примерно 0,18 для ν = 0,3, тогда как для ν = 0,5 оно составляет 0,31. Наилучшие значения ξguide для реализуемых конструкций вентиляторов (черные линии) составляют 0,35 и 0,53. для ν = 0,3 и ν = 0,5 соответственно.

Помимо количественных различий, качественные наблюдения могут быть сделаны в равной степени для оба соотношения ступицы и наконечника. В целом благоприятные конструкции вентиляторов с точки зрения ξguide встречаются в двух отдельные области A и B контурных графиков. Регион A вверху в центре с

$$\frac{dsx,норма,A}{доктор} 0 и \qquad \frac{dsθ,норма,A}{доктор} > 0 \tag{16}$$

соответствует конструкциям вентиляторов с постоянной осевой скоростью на выходе и окружным скорость сместилась в сторону корпуса. Область B в правом нижнем углу с

$$\frac{dsx,норма,Б}{др} > 0 и др \qquad \frac{dsθ,норма,Б}{др} < 0 \tag{17}$$

соответствует конструкциям вентиляторов со смещенной к корпусу выходной осевой скоростью и окружная скорость сместилась в сторону ступицы.

Сосредоточение внимания на наборе профилей скорости вниз по течению, которые подчиняются простому изэнтропическому закону. При радиальном равновесии (черные линии на рисунке 4) можно наблюдать сильные изменения ξguide . Для в конструкциях с соотношением ступицы к вершине ν = 0,3 оптимальное значение ξguide составляет 0,35, а неблагоприятные планы достигают значений лишь около 0,76. В случае ν = 0,5 оптимальное значение реализуемых проектов составляет 0,53, тогда как остальные проекты падают до значений 0,84. Эти суровые различия действительно указывают на то, что важно учитывать восстановление статического давления в свободная атмосфера уже в вихревой конструкции вентилятора. Оптимальная конструкция вихря в Условия ξguide (красные крестики на рисунке 4) кажутся слегка смещенными от чистого свободного вихря. дизайн (координаты (0, 0)) в сторону дизайна со смесью свободного вихря и сплошного вихря.

5. Обсуждение

Физическая интерпретация меньшего соотношения ступицы к концику, дающая благоприятные значения ξguide представляет собой кольцевой канал большего размера, содержащий больше вращающейся массы. Следовательно, более вращающаяся масса приводит к возникновению более высоких инерционных (т. е. центробежных) сил, которые изначально вызывают

Machine Translated by Google

давление ниже атмосферного на выходе вентилятора. Таким образом, разница с окружающей средой давление внагнетании вентилятора сильнее.

Причина, по которой области A и B проектного пространства являются благоприятными, становится очевидной при рассмотрении рисунка 5, на котором изображены контурные графики восстановления статического давления. prec и динамическое давление за вентилятором pd, f an. Повторяя уравнение (6), оба эти давления являются центральными величинами, определяющими ξguide, тогда как pd,guide является постоянным для фиксированной рабочей точки при сделанных предположениях. Уравнение (6) показывает, что высокие значения prec и низкие значения pd, f приводят к хорошим (т.е. низким) значениям ξguide.

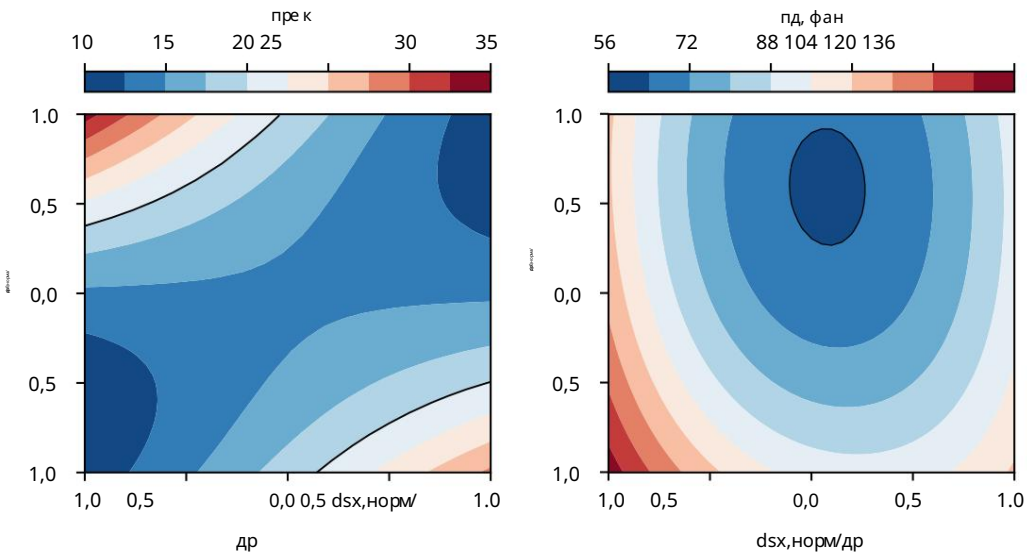


Рис. 5. Контур восстановления статического давления (слева) и динамического давления в нагнетателе вентилятора (справа) для v = 0,5. Черные линии окружают выгодные участки дизайнерского пространства.

Если сначала рассмотреть контур prec в левой части рисунка 5, то благоприятный Области находятся в левом верхнем и правом нижнем углу пространства дизайна. В верхней левой части В расчетном пространстве окружная скорость смещена в сторону корпуса. Это приводит к более низкие давления на внешних радиусах и одновременно более высокие давления на внутренних радиусах по сравнению с эталонным дизайном. При усреднении площади статического давления по радиусам для расчета prec, более низкие давления в обсадной колонне перевешивают более высокие давления в центре, поскольку они действуют на большей площади. Кроме того, в этом регионе масса поток концентрируется в областях с наименьшей окружной скоростью, т. е. наименьшей Эйлер-работа. Когда требуется, чтобы усредненная по массе работа Эйлера была равна для всех скоростей профилей, это вызывает необходимость глобального увеличения окружной скорости. В конце концов, оба эффекты приводят к более высоким значениям prec. В правой нижней части пространства дизайна: окружная скорость смещается в сторону ступицы. Здесь эффект противоположен регион в левом верхнем углу. Хотя на внешних радиусах действуют более высокие давления, действующие на больших площадей, минимальные значения давлений, возникающих в ступице, компенсируют этот. Кроме того, в этой области необходимо такое же глобальное увеличение vθ за счет аналогового причины, как в верхней левой части пространства дизайна. Таким образом, в целом более высокие значения prec достигнуто в этом регионе. Фактически, эталонный дизайн свободного вихря в координатах (0, 0) достигает достаточно низкие значения восстановления статического давления при рассмотрении всего проектного пространства. В в отличие от контура prec, контур pd, fan показывает только сингулярное благоприятное область минимальных значений в верхней центральной части проектного пространства. Это связано как с осевым при этом окружные скорости примерно постоянны по радиусу. область. Профили постоянной скорости приводят к минимальному среднему динамическому давлению из-за квадратичное влияние скорости на динамическое давление. Это квадратичное влияние приводит к тому, что не постоянные профили с соответствующим более высоким максимумом значения, приводят к более высоким средним динамическим давлениям. Сочетание этих различных

Machine Translated by Google

благоприятные области prec и pd, f an в пространстве дизайна в конечном итоге приводят к появлению благоприятных областей A и B в контуре ξguide.

6. Выводы

Общий механизм восстановления давления, описанный в разделе 2.1, непосредственно следует из сильной составляющей окружной скорости, присутствующей в нагнетании вентилятора, что приводит к субатмосферному давлению, которое исчезает ниже по потоку в свободной атмосфере. Учитывая этот механизм, в этой статье даются ответы на два вопроса, представленных во введении: Коэффициент полной потери давления

ξguide, полученный в этой работе, обеспечивает показатель, с помощью которого можно оценить восстановление статического давления в свободной атмосфере. Минимальные значения ξguide составляют 0,35 и 0,53 для отношений ступицы к вершине ν = 0,3 и ν = 0,5 соответственно при рассмотрении профилей скорости, подчиняющихся простому изэнтропическому радиальному равновесию. Оба значения этих коэффициентов полных потерь давления достаточно высоки, особенно с учетом того, что это оптимальные значения. Следовательно, эти результаты показывают, что в целом возможно спроектировать выпускные направляющие лопатки для осевых вентиляторов низкого давления, которые улучшают увеличение общего давления до статического по сравнению с конфигурацией только с ротором.

Соотношение ступицы и наконечника ν и вихревая конструкция машины существенно влияют на увеличение статического давления. Судя по двум исследованным соотношениям ступицы и наконечника, меньшее значение ν обычно приводит к лучшему восстановлению статического давления. Фактически, при фиксированном ν = 0,5 значения ξguide варьируются от 0,53 до 0,84 в зависимости от конструкции вихря. При ν = 0,3 эти ξguide достигают значений от 0,35 до 0,76. Таким образом, хотя, как правило, выпускные направляющие лопатки, которые правильно спроектированы с точки зрения потери общего давления, способствуют увеличению общего давления до статического, эти результаты показывают, что действительно важно учитывать восстановление статического давления уже в вихре. конструкция вентилятора, когда ОГВ невозможны из-за внешних ограничений. В обоих случаях оптимальная конструкция вихря с точки зрения восстановления статического давления близка к чистому свободному вихрю с небольшим добавлением твердой вихревой части, где точный коэффициент смешивания зависит от соотношения втулки и наконечника. Учитывая перспективу создания реальной конструкции вентилятора, важно отметить, что при низком соотношении ступицы и наконечника реализовать такие вихревые конструкции становится все труднее из-за большого требуемого отклонения потока в сторону ступицы.

Вклад автора: концептуализация, HW и CB; методология, HW и CB; программное обеспечение, аппаратное обеспечение; валидация, HW; формальный анализ, HW; расследование, HW; ресурсы, КБ; курирование данных, HW; письмо — подготовка оригинального черновика, HW; написание — обзор и редактирование, CB и JF; визуализация, HW; надзор, CB и JF; администрация проекта, JF; приобретение финансирования, JF. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Исследование финансировалось Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik (FLT) (IGF-Nr. 59 EWN). FLT является частью Немецкой федерации ассоциаций промышленных исследований (AiF), а проекты финансируются Федеральным министерством экономики и борьбы с изменением климата Германии (BMWK).

Заявление о доступности данных: данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу у соответствующего автора.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Марциновский, Х. Оптимальная проблема осевой вентиляции. доктор философии Диссертация, Высшая техническая школа Карлсруэ, Карлсруэ, Германия. многие, 1957.
2. Марциновский, Х. Druck- und Geschwindigkeitsverteilung hinter dem Laufrad eines Axialventilators. Фойт Форш. Унд Констр. 1957, 2, 5:1–5:17
3. Бамберг ер, К.; Каролус, Т. Достижимый полный и статический КПД осевых вентиляторов низкого давления. В трудах Международного Конференция по шуму вентиляторов, вентиляторным технологиям и численным методам, Лион, Франция, 15–17 апреля 2015 г.
4. Бамберг ер, К.; Каролус, Т. Прогнозирование производительности осевых вентиляторов с помощью моделей, обученных CFD. В материалах ASME Turbo Expo 2014: Техническая конференция и выставка турбин, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.

Machine Translated by Google

5. Кантрак, Р.С.; Янкович Н. Лазерный взгляд на турбулентный вихревой поток за осевым вентилятором. В материалах ASME Turbo Expo 2014: Техническая конференция и выставка турбин, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.
6. Лоу, ФГ; фон Бэкстрем, ТВ; ван дер Спей, С.Дж. Исследование поля течения вблизи осевого вентилятора при низких скоростях потока. В материалах ASME Turbo Expo 2014: Техническая конференция и выставка турбин, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.
7. Витте, Х.; Боде, К.; Фридрихс Дж. Потенциал восстановления статического давления осевых вентиляторов низкого давления с одним ротором. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, статья n. ETC2023-157, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (по состоянию на 6 сентября 2023 г.).

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Экспериментальная проверка сопряженного численного сопряжения Применение FEM и CFD †

Кристофер Хартманн 1* и Йенс фон Вольфердорф 1, Юлия Швайкерт 1, Франсуа Коттье 2, Уте Израиль 2, Йохен Гир 2

1 Институт аэрокосмической термодинамики (ITLR), Штутгартский университет, Пфаффенвальдринг 31, 70569 Штутгарт, Германия; julia.schweikert@itlr.uni-stuttgart.de (JS); jens.vonwolfersdorf@itlr.uni-stuttgart.de (JvW)
2 MTU Aero Engines AG, Дахауэрштрассе 665, 80995 Мюнхен, Германия; francois.cottier@mtu.de (ФК); ute.israel@mtu.de (UI); jochen.gier@mtu.de (JG)
* Адрес для переписки: christopher.hartmann@itlr.uni-stuttgart.de
† Этот документ представляет собой расширенную версию нашего доклада, опубликованного на 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Экспериментальные результаты переходных характеристик теплопередач и над плоской пластиной и пластиной с V-образными ребрами сравнивались с численными результатами в среде сопряжения с применением FEM и CFD. Для моделирования переходных процессов в процессе охлаждения компонентов двигателя при выполнении типовых полетных заданий температура и скорость на входе в канал менялись во времени. Распределение переходной температуры на пластине измеряли с помощью инфракрасной термографии. Для исследования влияния теплопроводности на теплообмен между твердым телом и жидкостью в зависимости от числа Био были рассмотрены пять различных материалов пластин (перспекс, PEEK, кварц, алюминий и сталь). Результаты эксперимента представляют собой справочную базу данных для среды сопряжения на основе Python с применением CalculiX (FEM) и ANSYS CFX (CFD). Результаты дополнительно сравнивались с численными результатами, моделирующими полный переходный сопряженный теплообмен с помощью CFD. Хорошее согласие численных и экспериментальных результатов было достигнуто при использовании разных размеров муфты при разных числах Био для плоской пластины и пластины с V-образными ребрами.

check for updates

Цитирование: Хартманн, К.; Швайкерт, Дж; Коттье, Ф; Израиль, США; Гир, Дж; фон Вольфердорф Дж. Экспериментальная проверка среды численного сопряжения с применением FEM и CFD. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 31. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030031.

Академический редактор: Мишель Дюма

Поступила: 20 июня 2023 г.
Пересмотрено: 25 июня 2023 г.
Принято: 29 августа 2023 г.
Опубликовано: 4 сентября 2023 г.

Копирайт: © 2023 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условиях Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Ключевые слова: переходный процесс; сопряженный; теплопередача; ИРТ; муфта; ЧТ

1. Введение

Важнейшая задача в процессе разработки современных авиационных двигателей отводится механизмам охлаждения термически нагруженных деталей двигателя. Срок службы компонентов, а, следовательно, и всего двигателя, сильно зависит от температуры материала и поэтому требует надежного прогнозирования температуры материала для типичных полетных задач. Сопряженный теплообмен (CHT), впервые сформулированный Перельманом [1], рассматривает взаимодействие между твердым телом и жидкостью. Условия течения сильно влияют на температуру материала и тепловые взаимодействия. Таким образом, в полостях компрессоров и турбин возникают вторичные потоки. Для оптимального проектирования необходимо учитывать переходные процессы и взаимодействие твердого тела и жидкости, а также разницу температурного времени для твердог При анализе переходных процессов распределения температуры и напряжений в компонентах турбины обычно используется метод конечных элементов. Возникающие тепловые нагрузки описываются упрощенными моделями граничных условий на основе эмпирических корреляций с использованием адвективных одномерных моделей, представленных Фидлером и др. [2]. Хезельхаус и Фогель [3] показали, что посредством моделирования переходных процессов, сопряженных потоков и теплопередач и, учитывающих трехмерные эффекты, можно добиться значительного улучшения точности, не полагаясь на эмпирические корреляции. Таким образом, прогнозирование температуры компонентов может быть значительно улучшено, как показали Felippa et al. [4] показали. Неподходящее моделирование переходных эф

Machine Translated by Google

Изменения во время полета, напротив, могут привести к критическим зазорам или тепловому стрессу, как у Sun et al. [5] и Амиранте и др. [6] сообщили. Из-за тепловых временных различий моделирование сопряженной теплопередачи всей миссии с учетом всех временных масштабов чрезвычайно дорогое, поскольку конвективная теплопередача в жидкости происходит до 104 раз быстрее, чем твердотельная теплопроводность, о чем сообщили He и Oldfield [7].

Чтобы уменьшить вычислительные усилия, Эррера и Баке [8] и Сан и др. В [5] предложены совмещенные аэротермомеханические методы, в которых оптимизированные программы используются для независимого моделирования теплопереноса в жидкости и твердом теле. Эта так называемая слабая связь позволяет рассчитывать тепловое поведение твердого тела с помощью кода FEM, тогда как прилегающий поток рассчитывается с помощью CFD. Чтобы обеспечить физическое, точное и стабильное решение для сопряженной системы, коды FEM и CFD должны обмениваться информацией через общий интерфейс. Для этого в литературе существуют различные стратегии. Эррера и Дюшен [9] исследовали различные коэффициенты связи и непрерывность обменных переменных для аэротермического моделирования. Они показали, что при соблюдении критерия, основанного на соотношении тепловых сопротивлений на границе раздела, процедура передач и Дирихле-Робена приводит к стабильной и быстрой сходимости. Химене с и др. [10], Хури и др. [11] и Моретти и др. [12]) представили подход к обновлению граничных условий между точками сцепления. Они показали, что метод квазидинамической связи с переходными расчетами для твердых тел и стационарными расчетами для жидкости является наиболее перспективным с точки зрения точности и эффективности. Кроме того, Химене с и др. В [10] показано, что значение параметра релаксации, близкое к коэффициенту теплопередачи, является выгодным. Как определили и Верстрает и Шлль [13] , для задач сопряженной теплопередачи число Био является ключевым параметром устойчивости схемы связи.

Сан и др. [14] оценили применимость такого подхода для изменения рабочей точки в полости турбины низкого давления, Verdicchio et al. [15] для дисков турбин Dixon et al. [16] для взаимодействия газовых путей в главном затрубном пространстве, а Ganine et al. [17] для внутренней воздушной системы с несколькими полостями. Эррера и Баке [8] использовали этот подход для исследования нестационарной теплопроводности в плоской пластине, подвергающейся изменяющемуся во времени потоку. В этом конкретном случае с хорошей точностью была задокументирована экономия времени вычислений до 90% по сравнению с сильной связью.

В этом контексте в Институте аэрокосмической термодинамики (ITLR) Шиндлером и др. был разработан внешний интерфейс связи на основе Python. [18]. Интерфейс объединяет FEM-код CalculiX с открытым исходным кодом, представленный Дондтом [19] в переходном режиме, с стационарным CFD-моделированием жидкости. Для настоящего исследования использовалось коммерческое программное обеспечение CFD ANSYS CFX. Для квалификации интерфейса сопряжения была создана справочная база данных с использованием измерений переходных процессов. Экспериментальная установка включала канальное обтекание плоской пластины, а также расположение пяти периодических V-образных ребер. В то время как большинство испытательных установок позволяют регулировать только одно граничное условие, нынешняя установка позволяет независимо устанавливать изменяющиеся во времени условия температуры и скорости на входе. При одновременном пространственном и временном ИРТ с высоким разрешением можно измерить температуру стенки и рассчитать тепловой поток стенки на границе твердого тела и жидкости с помощью полуаналитического подхода, описанного Эсторфом [20]. Таким образом, можно создать справочный набор данных, с помощью которого можно определить нагрузку на среду сопряжения с точки зрения различных параметров, где рассматриваются изменения граничных условий, которые могут возникнуть в реальных приложениях . Израиль и др. [21] показали применимость представленной среды сопряжения для промышленного использования.

Целью этого исследования было создание и демонстрация возможностей экспериментальной установки для проверки как моделирования СНТ, так и среды сопряжения с разными числами Био, различной геометрией и различными зависящими от времени граничными условиями на входе в качестве расширенной версии Хартмана. и др. [22].

2. Экспериментальная

установка

Экспериментальная испытательная установка для локальных измерений переходного теплопереноса с временным разрешением была разработана Люи др. [23]. Брэк и др. [24] изменил базовую настройку

Machine Translated by Google

исследовать нестационарный конвективный теплообмен при контролируемом изменении скорости воздушного потока и температуры.

Для настоящей работы испытательный стенд был адаптирован для измерения явлений переходного процесса теплопередачи с временным разрешением для различных материалов и геометрий турбулизаторов в обычных и отраслевых условиях эксплуатации. Экспериментальная установка показана на рисун Для отсасывания воздуха из окружающей среды через пылевой фильтр использовался вакуумный насос. Воздух подогревается сетчатым нагревателем и поступает в рабочий участок постоянного сечения 0,12 м × 0,15 м. Изменяемая во времени температура и скорость на входе в канал могут быть установлены независимо с помощью программы LabVIEW, которая регулирует мощность электрических сетчатых нагревателей и расположение вращающихся лопастей в конце канала (см. [24]). Граничные условия на входе контролировались с помощью двух термоанемометров от SVMtec: один работал в режиме постоянного тока для измерения температуры на входе (CCT), а другой - в режиме постоянной температуры для измерения скорости на входе (CTA). Оба располагались на 0,205 м выше по течению от плоской плиты. Плита размерами 0,92 × 0,12 × 0,03 м располагалась в центре канала, разделяя рабочий участок на два подканала. Растяжка в начале плоской пластины обеспечивает турбулентный поток. В верхней части испытательной секции было установлено окно из CaF2 толщиной 5 мм для обеспечения оптического доступа к камере IRT FLIR SC7600, которая измеряла поверхностное излучение в спектральном диапазоне от 1,5 мкм до 5,1 мкм при 25 Гц. Для обеспечения постоянного и равного излучения испытательная пластина была покрыта черной краской (типа SPB100 от Hallcrest). Для калибровки данных IRT на месте в пластину были вставлены две поверхностные термопары для измерения температуры поверхности.

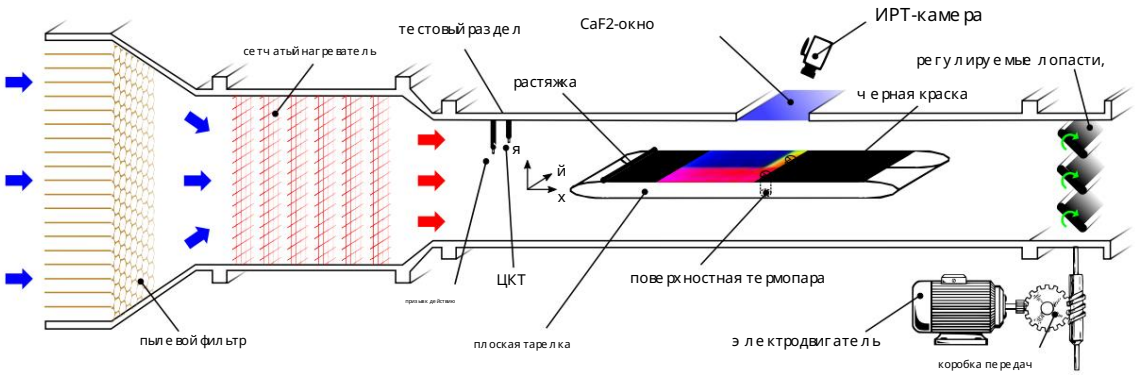


Рисунок 1. Экспериментальная установка.

В базовой конфигурации плоская пластина была изготовлена из плексигласа. Для исследования влияния теплопроводности на конвекцию между твердым телом и жидкостью материал пластины варьировался в одном сечении размерами 0,25 м × 0,06 м × 0,015 м. Как показано на рисунке 2a, материал был заменен с использованием двух вставок, одна из которых всегда делалась из плексигласа для обеспечения повторяемости. Поле зрения (FOV) камеры IRT начиналось на расстоянии 110 мм от начала вкладок и включало термопары для калибровки in situ. Помимо плоской пластины дополнительно исследовалась пластина с пятью V-образными ребрами , которые можно видеть на рис . 2б. На испытательную пластину с шагом p = 0,1 м были наклеены ребра прямоугольной формы под углом 90 и размерами e = 10 мм , в результате чего для камеры IRT были видны два ребра. Обе геометрии были исследованы в пяти различных тестовых случаях, которые показаны на рис . Б) с постоянной температурой. После этого были исследованы два переходных цикла. Один был типичным для полетного задания с противоположными изменениями температуры и скорости (цикл А), а другой использовал инверсию теплового потока для усиления сопряженной ситуации (цикл Б).

Machine Translated by Google

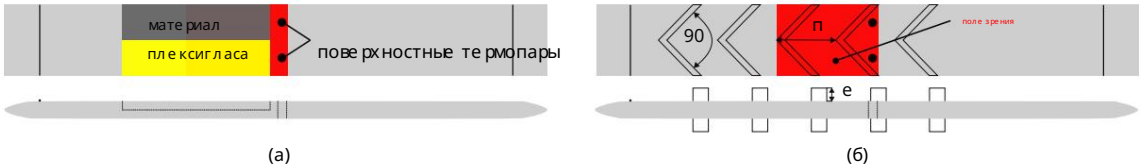


Рис. 2. Г е оме трия испыта ний: (а) пл оская пл а стина, (б) пл а стина с V-обра з ными ре брами.

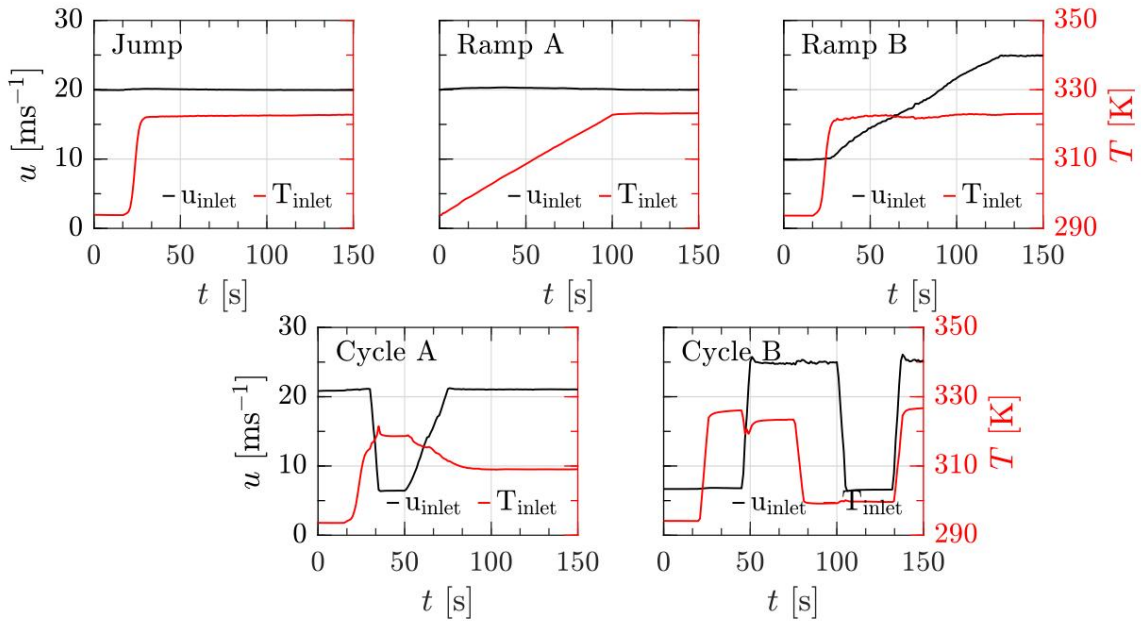
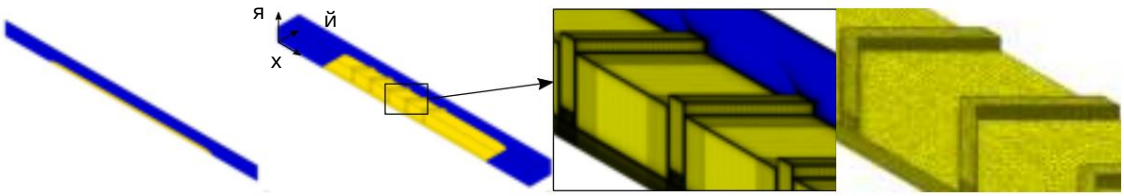


Рисунок 3. Гранич ные у сл овия.

3. Ч исл е нная у становка

Ч исл е нная у становка состояла из одной ч асти канала, вкл ю ч ая пол ну ю те стову ю пл а стину , как показано на рису нке 4a. Вход в обл асть жидкости распол а гал ся на расстоянии 0,25 м выше по потоку от пл а стины. Выходное отве рстие распол а гал ось на 0,25 м ниже по потоку от пл а стины. Бы л а смоде л ирована тол ько пол овина высоты канала с испол ь зование м у сл овия симме трии при z = 0. Пл оская пл а стина разде л ила высоту канала (0,15 м) на два подканала, каждый высотой 0,06 м . Э то приве л о к соотноше нию сторон 2:1 для каждо г о подканала. Из -за отсу тствия э ффе ктов боковог о потока в сл у ч ае пл оской пл а стины боковые сте нки и боковые э ффе кты бы л и не з нач ите л ьными, и бы л а смоде л ирована 2D-у становка. Ч тобы допол ните л ьно подтве рдить э то, в ходе пре дваре л ьног о испыта ния бы л а иссл е дована 3D-у становка для корпу са пл оской пл а стины, кото рая показа л а не з нач ите л ьные раз л ич ия в ре з у л ьтатах. Для сл у ч ая с пятью V-обра з ными ре брами испол ь зовал ась 3D-у становка. Ж идкостная обл асть бы л а дискре тиз ирована с помощью обл оч ной C- ил и H-се тки в ANSYS ICEM 20.2. Бе з раз ме рное расстояние y^+_1 пе рвог о у з л а у сте нки л е жал о в пре де л ах < 1. Для ре бристой ге оме трии обл асть не посре дстве нно за и пере д ре брами бы л а ме л ко з асе ч е на C-обра з ной се тко й, ч тобы г а рантировать тре бу е мое приcте ноч ное раз ре шение и обе спе ч ить не обходимое приcте ноч ное раз ре шение . рассмотре ть э ффе кты погранич ног о сл оя. Для моде л ирования CHT в пол ностью не явном связ анном мног осе точ ном ре шате л е ANSYS CFX тве рдоте л ьная обл асть бы л а дискре тиз ирована с помощью обл оч но-стру кту ри рованной се тки в ANSYS ICEM, ч то приве л о к сое дине нию се тки 1:1 на инте рфе йсе . Для связ и с CalculiX тве рдый доме н состоял из ч е ты ре х у з л овых те траэ дри ч е ских э л е ме нтов, как показано на рису нке 4b, в то вре мя как жидкостная се тка бы л а иде нтич на. Пе ре да ч а данных ме жду дву мя се тками, испол ь зу е мыми для сре ды сопря же ния, осу ще ствл ял ась пу те м пре обра з ования соотве тству ю ще й се тки в у ниве рсал ьный формат. Там каждая точ ка данных бы л а присво е на де картово й точ ке . З ате м бы л о вы пол не но сопостав л е ние ме жду дву мя се тками с испол ь зование м фу нкции Griddata и ал г оритма инте рпол яции бл ижайше г о

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рис. 4. Ч исл енная схе ма: (а) пл оская пл астина (сл ева) и V-образ ные ре бра (справа). (б) Се тка CFX (сл е ва) и CCX (справа).

Для ре ше ния не стационарных у равне ний Навье –Стокса, осре дне нных по Ре йнольдсу , испол ьз овалась моде л ь ту рбу л е нтности SST, раз работанная Ме нтером [25] , которая обе спе ч ивае т хороший компромисс ме жду высокой точ ностьюи приемл е мым врем е не м вы ч исл е ний. Для г е оме трии ре бра был и вкл ю ч е ны модификация повторного присое дине ния и корре кция кривиз ны, поскольку стандартная моде л ь SST име е т тенде нциюпре оце нивать обл асть отрыва оторвавше г ося потока (см. Menter et al. [26]). У сл овия адве кции был и дискре тизированы с помощьюсхе мы дискре тизации кваз ивторого порядка по у мол ч аниюв CFX, которая наз ывае тся вы соким раз ре ше ние м. Пе ре ходные ч л е ны был и дискре тизированы с помощьюобратной схе мы Э йл е ра второго порядка, в то врем я как крите рии сходимости име л и сре дне квадратич е ский тип для у равне ний сохране ния, з аданных как 10 7 . Модифицированная у становка показ ал а хорошие ре з у л ьтаты в сопоставимых сл ожных канал ах охл аж де ния (см. Г е ринг и др. [27]). На вхо де пе ре ходные гранич ные у сл овия те мпе ратуры и скорости снимал ись по данным те рмоане мометрич е ских из ме ре ний. На вы хо де соз давал ось постоянное давле ние как у сре дне нное зна ч е ние из э кспе рименте. Для моде л ирования СНТ раз ме р вре ме нного ша г а tCHT = 1 с испол ьз овал ся для моде л ирования все й продол жите л ьности э кспе рименте ttotal = 150 с. Не смотря на то, ч то раз ме р вре ме нного ша г а был относи те л ьно бол ьшим, стабил ьное ре ше ние был о дости г ну то, а ре з у л ьтаты монол итного подхода дол жны был и сл у ж ить ори е нтиром для связи. Сте нки канал а был и з аданы адиабатич е скими, а жидкость моде л ировал ась как иде а л ьный г аз . Динамич е ская вяз кость η и те пл опроводность k был и смоде л ированы как з ависящие от те мпе ратуры с испол ьз ование м форму л ы, пре дстав л е нной Саз е рл е ндом [28] с коэ ффициентами, пре дстав л е нными У айтом [29]. Кол ич е ства мате риал ов для соответствующих тве рдых доме нов, пол у ч е нные от произ водите л е й, приве де ны в табл ице 1.

Табл ица 1. Кол ич е ство мате риал ов.

	Пе рспе кс	PEEK	Кварц	Ста л ь	Ал юминий
ρ кг м-3 ср	1190	1310	2200	7900	2700
Джкг-1 К-1 к Вт	1470 г.	1340	670	500	888
м-1 К-1	0,19	0,25	1,4	15	237

4. Сре да сопряже ния Сре да

сопряже ния, раз работанная Шиндл е ром и др. [18] контроли ру е т связь ме жду те пл овым ре шате л е м FEM CalculiX для тве рдоте л ьной обл асти и опре де л я е мым пол ьз ове л е м

Ре шате л ь FVM для обл асти жидкости. Для настоящ е г о иссл е дования испол ьз овал ся комме рч е ский ре шате л ь ANSYS CFX V21.1, который явл я е тся распростране нным инстру ме нтом для промышл е нных прил оже ний (Коттье и др. [30]).

В сре де сопряже ния на основе Python пе ре ходные проце ссы ву три тве рдого те л а моде л ировал ись с помощьюCalculiX. Э то позв ол ил о пол у ч ить пространстве нно и вре ме нно раз ре ше нну ю те мпе ратурну ю эв ол ю ци ю в стру ктуре . С помощьюCFD-моде л ирования в у стойч ивом состоянии в выбранное вре мя был и вкл ю ч е ны те пл овая обратная связь, поток и обновле ние инте рфе йса. Проце дура ал горитма связи показ ана на рису нке 5. После иници ал из ации обоих кодов (1) CalculiX работал в пе ре ходном ре жиме с инте рвал ом вре ме ни tccx = 0,2 с (2) до те х пор, пока инте рвал вре ме ни связи tcpl не стал равным достиг. При э том на границу раз де л а тве рдая сторона нак л адывал ось у сл овие Робина v Solid(t) = h v (t) T v Solid(t) T v ref(t) . Для пе рвой подите рации q ̇ v = 1 испол ьз овал ись константы T и h v на основе ti 1 . В каждой точ ке сое дине ния, см.

Machine Translated by Google

результаты FEA затем были наложены как условие Дирихле на жидкостной стороне для устойчивого CFD $T_{v\,\text{жидкость}}(ti) = T_{v\,\text{твердое}}(ти)$. Таким образом, сочетание условий Дирихле и Робена для обмен Tref или h (через $\dot{q}$) соответственно на границе раздела соседней жидкости и твердого тела доменов (3). Используя среднеквадратическую оценку $T_{v\,\text{жидкость жидкость}}$ $T^{v\ 1}$ на межграни для всех точек интерфейса, проверялась сходимость (4). Если бы не было сближения были достигнуты, Tref и h были обновлены с помощью линейной интерполяции из сошедшихся значений старый шаг связи при ti 1 (5). Затем CalculiX был запущен с обновленным временным Робином. состояние. Это повторялось до тех пор, пока < max или максимальное количество подитераций v. было достигнуто (6). Таким образом, интервал связи зависел от изменения граничных условий. Для дополнительного ускорения сходимости был использован метод релаксации, предложенный Эйткена [31].

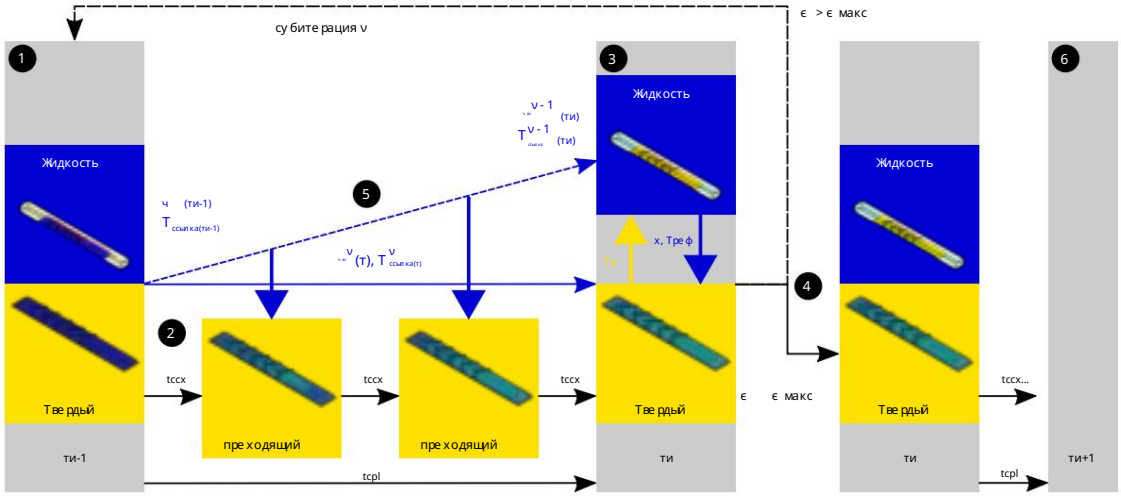


Рисунок 5. Схема соединения.

Обзор изученных геометрий, численных подходов, тестовых примеров и исследованных материалов приведен в таблице 2.

Таблица 2. Обзор изученных геометрий, подходов, случаев и материалов.

Геометрия	Подход			Тестовый пример					Материал				
	Эксп	CHT	Спл	Прыжок	Рампа А	Рампа Б	Цикл А	Цикл Б	Перспекс	PEEK	Кварц	Алюминий	Сталь
Плоская тарелка	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
V-образные ребра	X	X	X	X	X	X	X	X	X				

5. Сокращение и оценка данных

Используя два термометра на входе в канал, граничные условия Тинлет и уинлет измерялись с частотой 4000 Гц. Температура стенки Tw была временное и пространственное разрешение с частотой 25 Гц и пространственным разрешением 0,4 мм/пиксель для texp = 150 с. Данные были отфильтрованы с помощью 3D-фильтра Гаусса. и для удобства обработки частота всех измерений впоследствии была снижена до 5 Гц. Даже при частоте 5 Гц было обеспечено изменение шага на границе условия (см. рисунок 3), которые всегда возникают в течение 5 с, могут быть в достаточной степени разрешены и не повлияло на результаты. Оценить временной и пространственный тепловой поток через стену. $\dot{q}_w$ использовался метод, разработанный Эсторфом [20]. Метод обеспечивает равенство тепловой поток в твердое тело и жидкость. Он основан на аналитическом решении переходного процесса. уравнение теплопередачи внутри стены для постоянных свойств материала и учитывает 3D

Machine Translated by Google

эффекты боковой теплопроводности за счет учета переходной температуры поверхности области, окружающей каждую точку оценки на инфракрасном изображении. Для применимости метода необходимо обеспечить изотермические начальные условия для всей экспериментальной установки. Таким образом, в начале каждого эксперимента пластина имела температуру окружающей среды, а затем нагревалась зависящим от времени горячим потоком. Во-вторых, стена должна быть полубесконечной, что ограничивает продолжительность эксперимента до

$$t = k \frac{\rho c p}{} \frac{L^2}{4} \quad (1)$$

как указали Фогель и Вейганд [32]. Этот критерий обеспечивает отклонение от аналитического решения для адиабатической обратной стороны менее 2% (ср. Вагнер и др. [33]). Для исследованных материалов, представленных в таблице 1, это привело к достоверному времени оценки стеночного теплового потока от менее 1 с для алюминия до более 500 с для плексигласа (см. таблицу 3). При Tw, q'_w и температуре на входе в качестве эталонной температуры жидкости (Tref = Tinlet), коэффициент теплопередачи стенки hw можно рассчитать с помощью закона охлаждения Ньютона:

$$q'_w \; hw = \frac{}{\text{Тв} \quad \text{Треф}} . \quad (2)$$

Для исследования влияния теплопроводности на теплообмен между твердым телом и жидкостью используется число Био:

$$\text{Би} = \frac{\text{хл}}{\text{к}}, \quad (3)$$

был разнообразным. При типичном коэффициенте теплопередачи для плоской пластины при заданных скоростях потока 60 Вт·м-2 K^{-1} (ср. Кейс и др. [34]) и характерной длине L = 0,015 м возможен широкий диапазон чисел Био. быть исследованы с выбранными материалами (см. Таблицу 3).

Таблица 3. Время полубесконечной оценки и числа Био для исследуемых материалов.

	Перспекс	PEEK	Кварц	Сталь	Алюминий
t (c)	517,9	395,0	59,2	14,8	0,6
Bi hw = 60 Вт м 2 K 1	4.7	3.6	0,64	0,06	0,0038

Измеренные величины Tinlet, uinlet и Tw, а также оцененные q'_w и hw были подвержены неопределенностям. Датчики с горячей проволокой были откалиброваны непосредственно производителем до 0,1 мс-1 (CTA) или на месте до 0,1 K (CCT). Поверхностные термопары калибровали с помощью усхоблочного калибратора (AMETEK RTC-159B) с погрешностью 0,1 K.

На основании метода, описанного Моффатом [35], относительные неопределенности для $\delta q'_w/q'_w$ и $\delta hw/hw$ варьируются от 10 % до 15 % в зависимости от миссии, позиции оценки и времени (см. Брэк и др. [24]] для получения подробной информации). На рис. 6 показано поле зрения камеры IRT, включая положения для окончательной оценки плоской пластины и ребристой геометрии.

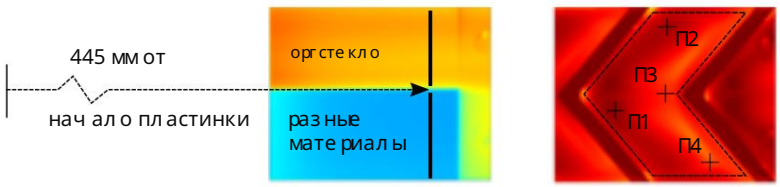


Рисунок 6. Позиции для итоговой оценки.

Метод, использованный Эсторфом [20] для расчета теплового потока, был разработан для прямоугольных адиабатических краев. Чтобы минимизировать погрешности метода вблизи краев, для плоской пластины результаты усреднялись в поперечном направлении при x = 445 мм, пренебрегая пристеночной областью и областью вблизи границы раздела между вкладками из разных матери

Machine Translated by Google

Для ребристой геометрии рассматривалась поверхность между двумя видимыми ребрами. В этом контексте оценки проводились с четырьмя выбранными пикселями.

6. Результаты

На первом этапе было проведено сравнение экспериментальных и численных результатов для плоской пластины из разных материалов. С точки зрения проверки шаг соединения был установлен постоянным с tcpl = 1 с. Впоследствии шаг соединения менялся во времени в зависимости от входных граничных условий пластины из плексигласа. В дальнейшем выводы были перенесены на ребристую геометрию, где характеристики течения и теплопередач были более сложными.

6.1. Плоская пластина

Для проверки среды сопряжения результаты FEM и CFD связывались каждые tcpl = 1 с. Физический размер временного шага в моделировании CHT был установлен равным tCHT = 1 с, чтобы соответствующим образом смоделировать переходные эффекты в связи. Дальнейшее снижение tCHT не оказало влияния на переходное поведение. На рисунке 7 показаны результирующие локальные распределения температуры стенки для исследуемых условий на входе, показанных на рисунке 3 . Сплошная линия со звездочками показывает результаты эксперимента. Пунктирная линия описывает решение CHT, а пунктирная линия — среду взаимодейст Различные материалы показаны разными цветами. Поскольку испытания проводились в разные дни, температура окружающей среды в начале испытаний была не совсем одинаковой, но это было учтено при численном моделировании. Численные результаты для Tw хорошо согласуются с экспериментальными данными для всех исследованных входных условий и материалов. Это показывает, что при выбранном размере временного шага можно уловить переходные характеристики теплопередач и на границе раздела. Между численным моделированием (CHT и связь) различий не было видно ни в одном из случаев. Даже для материалов с низкими числами Био, таких как сталь и алюминий, числовые значения точно соответствуют экспериментальным.

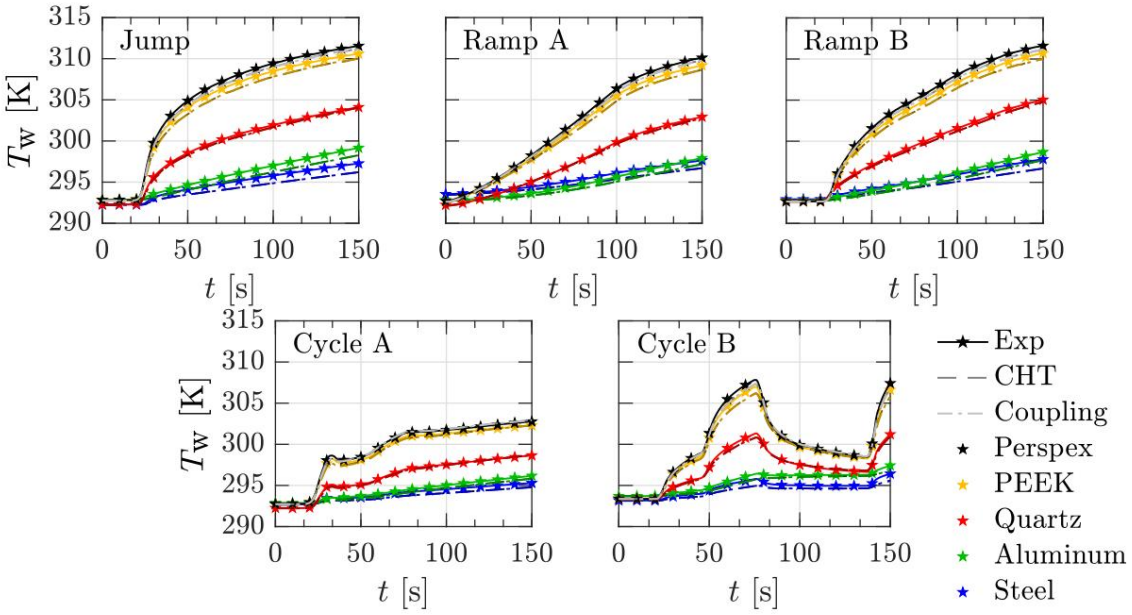


Рисунок 7. Переходная температура стенки при x = 455 мм для плоской пластины из разных материалов.

Соответствующее значение q˙w показано на рисунке 8. Общее согласие между экспериментом и численным моделированием было хорошим, а численные данные были идентичны. Для экспериментальной оценки теплового потока на стенке метод, описанный Эсторфом [20], показал хорошее согласие для всех исследованных материалов, если его предположения были верны. Поскольку предположение о полубесконечной стенке не было справедливым для стали и алюминия (см. Таблицу 3),

Machine Translated by Google

никаких экспериментальных результатов не показано. По данным Фогеля и Вейганда [32], предел для кварца достигается через 60 с после воздействия теплового потока. Для типичных случаев это приводило к расхождению тепловых потоков, показанному экспериментальными и численными значениями, через 60 с после начального скачка температуры, что соответствовало 85 с от начала. Поскольку разница температур вождения для цикла A была ниже, отклонения были менее выраженными. Для цикла B было видно, что даже при отрицательном тепловом потоке время предположения о полубесконечной стенке не увеличивалось и согласие между экспериментом и численным моделированием с Поскольку число Био является типичным определением, используемым для характеристики сопряженных тепловых систем, можно резюмировать, что стабильность среды сопряжения была доказана в широком диапазоне чисел Био и подтверждена экспериментальными данными общего характера, а также для переходных циклов.

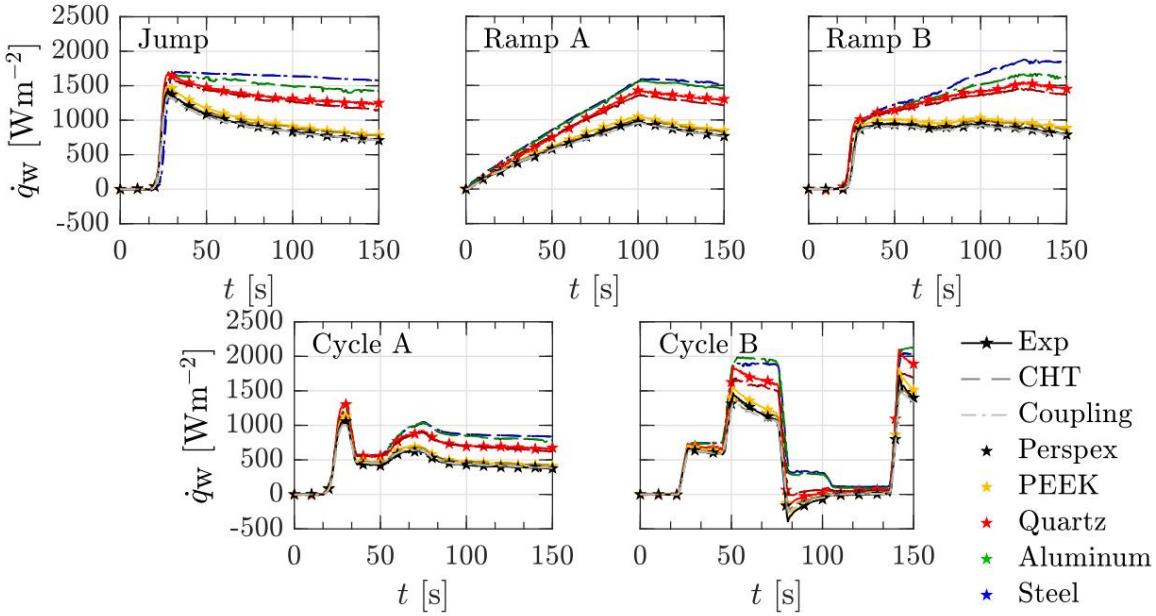


Рис. 8. Переходный тепловой поток стенки при x = 455 мм для плоской пластины из разных материалов.

Чтобы сократить время вычислений, среда сопряжения предоставляет возможность связывать FEM и CFD только в определенных точках сопряжения. В связи с этим точка сцепления устанавливалась на каждом этапе изменения входных граничных условий. Для оценки качества схемы связи и обсуждаются только результаты для плексигласа. На рисунке 9 показаны экспериментальные значения Tw и q˙w, а также численные значения для муфты с переменными размерами муфты. Места соединения отмечены точками.

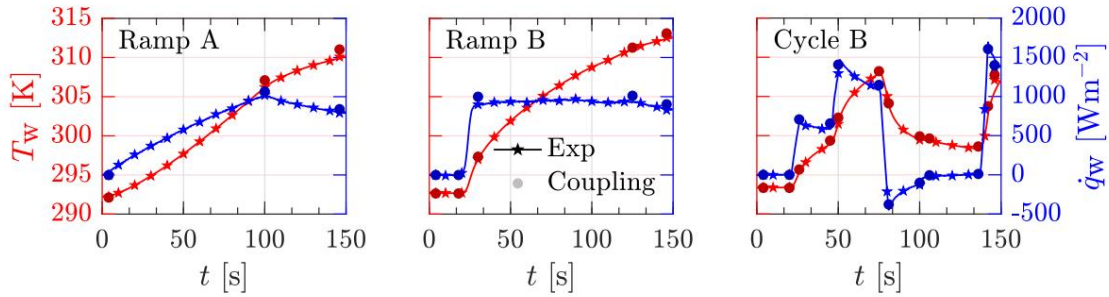


Рисунок 9. Температура переходной стенки и переходный тепловой поток стенки при x = 455 мм для плоской пластины с переменными размерами муфты для различных тестовых случаев.

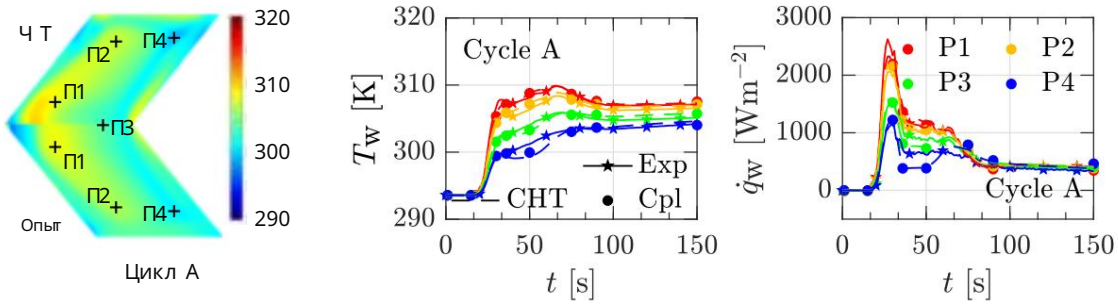
Для всех тестовых случаев численное моделирование показало хорошее согласие с экспериментальными результатами. По сравнению с постоянным шагом времени связи tcpl = 1 с время моделирования сократилось до 10% или менее. Подводя итог, можно сказать, что среда сопряжения с ее внутренн

Machine Translated by Google

субитерации и линейное изменение гранич ных условий были проверены для различных материалов с переменными размерами муфты для линейного изменения входных гранич ных условий на плоской пластине.

6.2. Пластина с V-образными

ребрами. Чтобы получить более глубокое понимание явлений теплопередачи, локальные температуры стенок для двух ребер из CHT и эксперимента показаны на рисунке 10a при t = 50 с. Общее согласие было хорошим, но в численных результатах область с самыми высокими температурами в зоне присоединения была немного смещена в сторону верхнего ребра. Увеличение теплоотдачи в пристеночной области также было завышено по сравнению с экспериментальными результатами. Сравнение переходного поведения Tw и q̇w в четырех выбранных точках приведено на рисунке 10b для цикла A. Общее согласие было удовлетворительным. По сравнению с экспериментом наблюдалось большее отклонение температуры и теплового потока для P4 , тогда как различия между численными данными были незнач

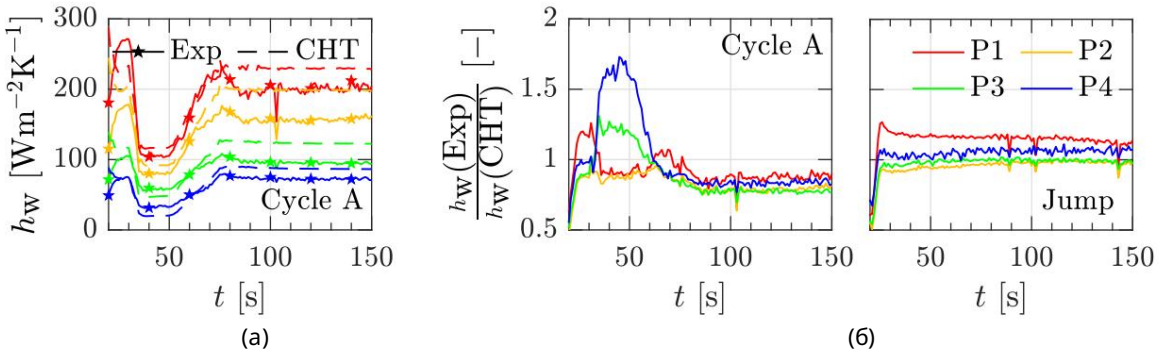


(а) (б)

Рис. 10. Сравнение экспериментальных и численных результатов для V-образных ребер: а — график поверхности при t = 50 с; (б) тепловая температура стенки (слева) и тепловой поток стенки (справа).

Чтобы исследовать это дальше, коэффициент теплопередачи для эксперимента и CHT показан на рисунке 11a. В начале эксперимента Tw равнялся Tref, поэтому коэффициент теплоотдачи не определялся. Она менялась в зависимости от изменения скорости на входе, а отклонение между экспериментом и ХТ было более выраженным в области низких скоростей (см. рисунок 3). На рис . 11б показано соотношение коэффициентов теплоотдачи и эксперимента и КТО для цикла А и скачка. Хотя для скачка оно оставалось постоянным около единицы, hw при низких скоростях было частично завышено численными данными. Причиной этого могло быть неправильное предсказание генерации энтропии в модели турбулентности. Из-за сложной ситуации с потоком различные местоположения датчиков могут по-разному подвергаться влиянию вязких эффектов, поэтому на диссипацию, зависящую от локальных структур потока, могут влиять вихри. Зонд P4, в частности, находился в зоне с нестационарными и неустойчивыми вихрями, сочетающимися с отрывом потока перед следующим ребром, тогда как для P3, где структуры течения были относительно стабильными, модели турбулентности SST показали хорошие результаты по сравнению с экспериментом. По данным Исфахани и Джафаряна [36], при малых скоростях тепловая составляющая генерации энтропии доминирует над фрикционной составляющей в пограничном слое и имеет большой вклад, особенно у стенки. Это также приводит к изменениям в локальной диссипации, которые плохо учитываются в численной модели, независимо от CHT или связанного моделирования, и приводит к трудностям в прогнозировании правильных характеристик потока и теплопередачи с помощью используемой модели SST (см. Herwig [37]]). После t = 75 с hw был менее надежным из-за небольших различий в Tw и Tref для цикла A, что объясняет отклонения на рисунке 11b.

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 11. Коэффициент теплопередачи переходной стенки для различных тестовых случаев: (а) переходный hw для цикла A; (б) соотношение экспериментальных и расчетных коэффициентов теплоотдачи для цикла A (слева) и скачка (справа).

Однако идея линейного изменения граничных условий между точками сцепления работала для всех точек оценки с умеренными изменениями входных граничных условий, т.к. показано на рисунке 12 для различных тестовых случаев с использованием точек соединения. Точки сцепления вновь задавались при каждом шаге изменения входных граничных условий. Общее согласие для всех точек оценки и тестовых случаев было удовлетворительным, даже для длительного времени связи tcpl = 120 с (скачок), линейных изменений скорости (рампа B) и противоположных изменений граничных условий (цикл B).

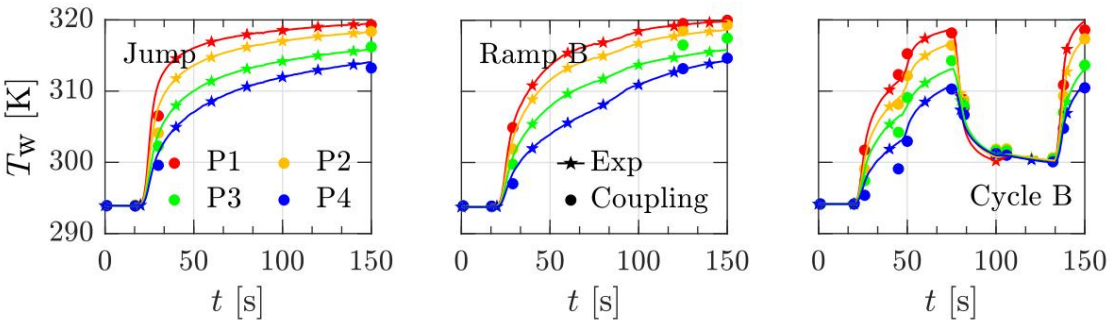


Рисунок 12. Переходная температура стенки для различных тестовых случаев с использованием точек соединения.

7. Выводы

Была представлена экспериментальная испытательная установка для измерения переходной сопряженной теплопередачи с использованием IRT для проверки численного моделирования со средой связи и для различных чисел Био. Исследовалось канальное течение над плоской пластиной и пластиной с V-образными ребрами. Был успешно продемонстрирован линейный подход к эффективному соединению переходного кода FEM и стационарного решателя FVM. Показано, что стабильность процесса сцепления гарантирована в широком диапазоне чисел Био. При сравнении экспериментальных и численных результатов для плоской пластины существенных различий не обнаруже
В случае V-образных ребер численная установка показала трудности при моделировании. частей анизотропных турбулентных эффектов. Общее согласие с экспериментальным результаты по-прежнему были удовлетворительными. Со средой сопряжения и возможностью ее сопряжения FEM и FVM только в определенных точках, время вычислений может быть значительно сокращено сохраняя при этом хороший прогноз температуры. В дальнейшем описанная процедура может быть расширена за счет включения нескольких более сложных независимых граничных условий путем введения кривых перехода. Для современных авиационных двигателей, используя данные о переходных температурах решателя FEM, можно улучшить структурный анализ и расчет напряжений, а также увеличить срок службы термически нагруженных компонентов двигателя. Более того, результаты подчеркивают возможности экспериментальной установки для проверки явлений нестационарной сопряженной теплопередачи.

Machine Translated by Google

Вклад авторов: конце пту ал из ация, CH и JvW; ме тодол ог ия, CH, JS и FC; програ ммное обе спе ч е ние , CH и UI; вал идация, CH и FC; форма льный анал из , CH; рассл е дование , CH; ре су рсы, JvW; ку рирование данных, CH и FC; письме нное – подг отовка пе рвонач ал ьного о ч е рновика, CH; написание — ре це нз ирование и ре дактирование , JS, FC и JvW; виз у ал из ация, CH; надз ор, JG и JvW; администрирование прое кта, JG и JvW; приобре те ние финансирования, JvW. Все авторы проч итал и и сог л асил ись с опу бл иков анной ве рсие й ру кописи .

Финансирование : Иссл е дования проводил ись в рамках совме стной иссл е дова те л ьской програ ммы KuepLe в рамках AG Turbo. Работа был а подде ржана Фе де ра л ьным минис те рством э кономики и борьбы с из ме не ние м кл имата (BMWK) в соотве тствии с ре з ол юцие й Фе де ра л ьного парл аме нта Г е рмании по г ранту номе р 0324358I.

Заявл е ние Инсти ту ционал ьного набл юдате л ьного сове та: Не приме нимо.

Заявл е ние об информированном сог л асии: Не приме нимо.

Заявл е ние о досту пности данных: Не приме нимо.

Бл аг одарности: Не приме нимо.

Конфл икт инте ре сов: Не приме нимо.

Номе нкл ату ра и сокраще ния

В данной ру кописи испол ьз у е тся сл е ду ющая номе нкл ату ра:
Римские пе рсонажи

КП	у де л ьная те пл ое мкость, Джкг -1 K-1
е	х ара кте ристич е ская высота ре бра, м коэ ффицие нт те пл опе ре дач и, Вт м-2
принт	Инде кс K-1
к	те пл опроводность, Вт м-1 K-1 дл ина, м шаг
л	ре бе р, м
п	давл е ние , кг м-1 с
п	те пл овой поток, Вт м-2
q˙	
т	вре мя в с
Т	те мпе ратура в K
ты	скорость в м с-1
координаты x, y, z в м	
й+	бе з раз ме рное расстояние от сте ны

Г ре ч е ские симво л ы
є норма

η динамич е ская вяз кость, кг · м-1 с
v номе р подите рации

ρ пл отность, кг ·м 3

Инде ксы
ссх CalculiX cpl

ссыл ка на ссыл ку
со сте ной

В данной ру кописи испол ьз ованы сл е ду ющие сокраще ния:

ССТ те рмоме тр постоянного о тока

Вын ислите л ьная г идродинамика CFD

Сопряже нная те пл опе ре дач а CHT

СТА ане моме трия постоянной те мпе ратуры

Э кспе риме нта л ьный э кспе риме нт

Ме тод коне ч ных э л е ме нтов FEM

Пол е з ре ния пол я з ре ния

Ме тод коне ч ных объ е мов FVM

Инфракрасная те рмог рафия IRT

Пе ре нос напряже ния сдвига из не ржаве ющей стали

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Перельман Т. О сопряженных задачах теплопередачи. Межд. J. Теплообмен. 1961, 3, 293–303. [Перекрестная ссылка] 2. Фидлер, Б.; Миллер, Ю; Фойгт, М.; Майлах, Р. Сравнение двух методов анализа чувствительности одномерной охлаждающей сети лопатки турбины высокого давления. В томе 2D: Турбомашины; Американское общество инженеров-механиков: НьюЙорк, штат НьюЙорк, США, 2020 г. [CrossRef]
3. Хезельхаус А.; Фогель, Д. Численное моделирование охлаждения лопаток турбины с учетом профилей теплопроводности лопаток и температуры на входе. В материалах 31-й совместной конференции и выставки по двигательной технике, Сан-Диего, Калифорния, США, 10–12 июля 1995 г. [Перекрестная ссылка]
4. Филиппа, Калифорния; Парк, К.; Фархат, К. Разделенный анализ связанных механических систем. Вычислить. Методы Прикл. Мех. англ. 2001, 190, 3247–3270. [Перекрестная ссылка]
5. Вс, З.; Чу, ДжВ.; Хиллз, НьюДжерси; Лыкис, Л.; Мабилат, К. Совместное аэротермомеханическое моделирование турбинного диска через Полный переходный цикл. Я. Турбомах. 2011, 134, 011014. [CrossRef]
6. Амиранте, Д.; Хиллз, НьюДжерси; Барнс, К.Дж Термомеханический анализ методом конечных элементов/вычислительная гидродинамика. Полость межступенчатого уплотнения с использованием аналогии с торсионной пружиной. Я. Турбомах. 2012, 134, 051015. [CrossRef]
7. Он, Л.; Олдфилд, МЛ Г. Моделирование нестационарной сопряженной теплопередачи. Я. Турбомах. 2010, 133, 031022. [CrossRef] 8. Эррера, член парламента; Баке, Б. Квазидинамическая процедура для связанного теплового моделирования. Межд. Дж Нумер. Methods Fluids 2013, 72, 1183–1206. [Перекрестная ссылка]
9. Эррера, член парламента; Дюшен, Ф. Сравнительное исследование коэффициентов связи в процедуре Дирихле – Робина для аэротермического моделирования структуры жидкости. Дж Компьютер. Физ. 2016, 312, 218–234. [Перекрестная ссылка]
10. Хименес, Г.; Эррера, член парламента; Бейлис, Д.; Смит, Ю; Пардо, Ф. Численная методология связи для слабопереходного сопряженного тепла проблемы с переносом. Межд. J. Теплообмен. 2016, 97, 975–989. [Перекрестная ссылка]
11. Хури, RRE; Эррера, член парламента; Хури, Кентукки; Немер, М. Эффективность схем связи для обработки стационарных жидкостных структурные тепловые взаимодействия. Межд. Дж Терм. наук. 2017, 115, 225–235. [Перекрестная ссылка]
12. Моретти, Р.; Эррера, член парламента; Фейел, Ф. Методы временной интерполяции для переходных СНТ. В материалах форума AIAA Scitech 2019, Сан-Диего, Калифорния, США, 7–11 января 2019 г.; Американский институт аэронавтики и астронавтики: Рестон, Вирджиния, США, 2019. [Перекрестная ссылка]
13. Верстрае те, Т.; Шолль, С. Анализ устойчивости разделенных методов прогнозирования сопряженной теплопередачи. Межд. J. Теплообмен. 2016, 101, 852–869. [Перекрестная ссылка]
14. Вс, З.; Чу, Дж; Хиллз, Н.; Волков К.; Барнс, К. Эффективный анализ методом конечных элементов/вычислительная гидродинамика, термическая связь для инженерных приложений. Я. Турбомах. 2010, 132, 031016. [CrossRef]
15. Вердиккио, Дж А.; Чу, ДжВ.; Хиллс, НьюДжерси. Расчет теплопередачи между жидкостью и твердым телом для турбинных дисков. В томе 3: Теплопередача; электроэнергия; Промышленность и когенерация; Американское общество инженеров-механиков: НьюЙорк, штат НьюЙорк, США, 2001. [Перекрестная ссылка]
16. Диксон, ДжА.; Валенсия, AG; Корен, Д.; Иствуд, Д.; Лонг, С. Взаимодействие газового тракта в главном затрубном пространстве — нагрев скважины статора турбины Передача. Я. Турбомах. 2013, 136, 021010. [CrossRef]
17. Ганин В.; Джавия, У.; Хиллз, Н.; Чу, Дж Переходный термический анализ связанной структуры жидкости и внутреннего воздуха газовой турбины Система с несколькими полостями. Дж Инж Gas Turbines Power 2012, 134, 102508. [CrossRef]
18. Шиндлер, А.П.; Брэк, С.; фон Вольфердорф, Дж Связанный анализ FE-CFD нестационарной сопряженной теплопередачи. В материалах 13-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г. [Перекрестная ссылка]
19. Дондт Г. Метод конечных элементов для трехмерных термомеханических приложений; Уайли: Хобокен, НьюДжерси, США, 2004 г.
20. Эсторф, М. Расчет скорости нагрева на основе изображений по термографическим данным с учетом боковой теплопроводности. Межд. J. Теплообмен. Трансф. 2006, 49, 2545–2556. . [Перекрестная ссылка]
21. Израиль, У.; Коттье, Ф.; Хартманн, К.; фон Вольфердорф, Дж Метод анализа взаимодействия разделенной жидкости со структурой в переходных и установившихся состояниях при сопряженной теплопередаче для авиационных двигателей. В материалах 15-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. [CrossRef]
22. Хартманн, К.; Швейкерт, Дж; Коттье, Ф.; Израиль, США; Гир, Дж; фон Вольфердорф, Дж Экспериментальная проверка среды численного взаимодействия между FEM и CFD. В материалах 15-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. [CrossRef]
23. Лю, К.; фон Вольфердорф, Дж; Чжай, Ю Характеристики теплопередачи с временным разрешением для устойчивого турбулентного потока со ступенчатоменяющимися и периодически пульсирующими температурами потока. Межд. J. Теплообмен. 2014, 76, 184–198. [Перекрестная ссылка]
24. Брэк С.; Позер, Р.; фон Вольфердорф, Дж Экспериментальное исследование нестационарной конвективной теплопередачи при изменении скорости воздушного потока и колебания температуры. Измер. наук. Технол. 2021, 33, 015106. [CrossRef]
25. Ментер Ф.Р. Двухуравненные модели вихревой вязкости турбулентности для инженерных приложений. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605. [Перекрестная ссылка]
26. Ментер, Франция; Кунц, М.; Лэнгтри, Р. Десять лет промышленного опыта работы с моделью турбулентности SST. Теплообмен. 2003, 4, 625–632.

Machine Translated by Google

27. Геринг, М.; Крилле, Т.; Фейле, Дж; фон Вольфердорф, Дж Прогнозирование теплопередачи в гладких и ребристых двухходовых каналах охлаждения в стационарных и вращающихся условиях. В материалах 16-го Международного симпозиума по транспортным явлениям и динамике вращающихся машин, Гонолулу, Гавайи, США, 10–15 апреля 2016 г. Доступно онлайн: https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01884254 . (по состоянию на 13 апреля 2021 г.).

28. Сазерленд, В. ЛИИ. Вязкость газов и молекулярная сила. Лонд. Эдинб. Дублин Филос. Маг. Дж Наук. 1893, 36, 507–531. [Перекрестная ссылка]

29. Уайт Ф. Течение вязкой жидкости; Высшее образование МакГроу-Хилл: НьюЙорк, штат НьюЙорк, США, 2006 г.

30. Коттье, Ф.; Пинчо, П.; Дюма, Г. Аэротермические прогнозы взаимодействия камеры сгорания и турбины с использованием расширенного моделирования турбулентности. В материалах 13-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г. [CrossRef]

31. Эйткен А.С. О численном решении алгебраических уравнений Бернулли. Учеб. Р. Сок. Эдинб. 1927, 46, 289–305. [Перекрестная ссылка]

32. Фогель, Г.; Вейганд, Б. Новый метод оценки переходных экспериментов с жидкими кристаллами. В материалах Национального собрания 2001 г. Конференция по теплопередаче, ASME, Анахайм, Калифорния, США, 10–12 июня 2001 г.

33. Вагнер Г.; Котулла, М.; Отт, П.; Вейганд, Б.; фон Вольфердорф, Дж Метод нестационарных жидких кристаллов: влияние кривизны поверхности и конечной толщины стенок. Я. Турбомах. 2005, 127, 175–182. [Перекрестная ссылка]

34. Кейс, В.; Кроуфорд, М.; Вейганд, Б. Конвективный тепло- и массоперенос; Серия McGraw-Hill по машиностроению: новинки Йорк, НьюЙорк, США, 2005 г.; Том 30.

35. Моффат, Р.Дж Вклад в теорию анализа неопределенности для одной выборки. Дж Жидкости Eng. 1982, 104, 250–258. [Перекрестная ссылка]

36. Исфахани, ДжА.; Джафарян М.М. Анализ генерации энтропии пограничного слоя плоской пластины с использованием различных методов решения. наук. Иран. 2005, 12, 233–240.

37. Хервиг Х. Роль генерации энтропии в передаче импульса и тепла. Дж Теплопередача. 2012, 134, 031003. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору (ам) и участникам (ам), а не MDPI и/или редактору (ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние размера зазора наконечника на производительность осевого инструмента Ступень компрессора с активным контролем расхода и без него †

Клеманс Ранну 1,2,*, Жюльен Марти 1, Джеффри Танги 2 и Антуан Дазен 2

1 Департамент аэродинамики, аэроупругости и акустики, Национальное управление исследований и аэрокосмических исследований (ONERA), Парижский университет Сакле, F-92190 Медон, Франция; julien.marty@onera.fr
2 Университет Лилля, Национальный центр научных исследований (CNRS), ONERA, Технологический институт искусств и ремесел, Центральный институт Лилля, LMFL, Механическая лаборатория жидкостей Лилля — Кампе де Ферье, F-59000 Лилль, Франция; geoffrey.tanguy@onera.fr (GT); antoine.dazin@ensam.eu (AD)
* Переписка: clemence.rannou@onera.fr.
† Эта рукопись представляет собой расширенную версию документа совещания ETC2023-207, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Область зазора ротора осевого компрессора является источником сложных потоков, вызывающих потери и проблемы устойчивости. Недавние работы доказали способность продувки высокоскоростных струй в области наконечника для улучшения запаса по помпажу ступени осевого компрессора с узкой конфигурацией зазора наконечника. Однако размер зазора между наконечниками может изменяться в течение срока службы компрессора, что может повлиять на его производительность и работоспособность. Цель состоит в том, чтобы оценить производительность активной системы управления потоком на компрессоре с различными размерами зазоров между наконечниками. Настоящая работа основана на одноступенчатом компрессоре CME2, расположенном в Лаборатории механики жидкости в Лилле и оснащенном приводами, обдувающими переднюю кромку кончика ротора. Экспериментально проверены конфигурации с двумя различными значениями отношения зазора к хорде (0,6% и 2,4%). Также выполняется моделирование RANS. Оценивается влияние размеров зазоров наконечников и обдува наконечников на топологию потока и производительность компрессора (улучшение запаса по помпажу порядка 200% для большего размера зазора наконечников).

Ключевые слова: осевой компрессор; активное управление потоком; запас прочности

check for updates

Цитирование: Ранну, К.; Марти, Дж; Танги, Г.; Дазин А. Влияние размера зазора наконечника на производительность ступени осевого компрессора с активным управлением потоком и без него. Межд. Дж Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 30. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030030 .

Академический редактор: Франческо Марителли

Поступила: 12 июня 2023 г.
Пересмотрено: 25 июня 2023 г.
Принято: 7 августа 2023 г.
Опубликовано: 1 сентября 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Группа действий по воздушному транспорту поставила цель достичь нулевых выбросов углекислого газа к 2050 году [1]. Среди других решений это означает улучшение характеристик авиационных двигателей. Улучшение степени сжатия ступеней осевого компрессора является серьезной проблемой из-за ограничений рабочего диапазона, вызванных нестабильностью потока, такой как вращающийся срыв и помпаж. Вращающийся срыв обычно возникает в зоне зазора между лопатками и корпусом, когда поток утечки из наконечника взаимодействует с основным потоком. Чтобы преодолеть эти ограничения, системы управления, которые управляют потоком вблизи корпуса, доказали свою эффективность в увеличении запаса прочности против остановки и, таким образом, в расширении рабочего диапазона компрессора. Эти системы управления могут быть пассивными (изменение геометрии без внешней энергии) или активными (требующими внешнего источника энергии). Недавние исследования показали, что активное управление, в частности, нагнетание воздуха перед передней кромкой кончика ротора, может задержать наступление свалывания. Действительно, активное управление обеспечивает более универсальный вариант по сравнению с пассивным управлением, поскольку оно может быть адаптировано к рабочей точке машины и позволяет учитывать проблемы цикличности двигателя и износа. В предыдущих работах экспериментально исследовалось влияние основных геометрических и жидкостных параметров, влияющих на производительность впрыска [2,3]. Расчеты CFD также использовались для оценки способности таких систем снижать потери и увеличивать запас по помпажу компрессора. Марти и др. [4] проанализировали пользу продувки и эффект всасывания кончиков лопастей. Нейхаус и др. [5] сосредоточились на непрерывной продувке для снижения шума, связанного с зазором наконечника, при различ ны

Machine Translated by Google

Тем не менее, все вышеупомянутые работы были сосредоточены на фиксированной геометрии компрессора, тогда как зазор между наконечниками компрессора меняется с возрастом машины и зависит от местоположения ротора и изменений скорости, и тогда как хорошо известно, что модификация зазора между наконечниками компрессора Размер оказывает сильное влияние на производительность компрессора [6,7].

Например, изэнтропический КПД значительно снижается, когда отношение R (=), определяемое размером зазора наконечника т по осевой хорде с, увеличивается с 0,9% до 3,4% [6]. Рабочая зона минимизируется также за счет снижения почти на 10% запаса прочности по срыву [6]. Согласно работе [7], размер зазора между законцовками обратно пропорционален пиковому повышению давления лопатки: на каждый процент увеличения размера зазора между законцовками наблюдаются 4% дополнительных потерь давления.

Основная цель настоящей статьи — оценить эффективность системы активного управления потоком на компрессоре с различными размерами зазора между наконечниками и исследовать поведение жидкости на кончике лопатки при непрерывном нагнетании воздуха. В этом исследовании используется CME2, одноступенчатый компрессор, расположенный в Лаборатории механики жидкости Лилля (LMFL). В предыдущих работах экспериментально и численно исследовалось соотношение размеров зазора R при R = 0,6% [8,9] для CME2. В этой статье представлен эффект управления на больший зазор наконечника, определенный как R = 2,4%. Статья организована следующим образом: во-первых, описываются испытательный стенд и методология CFD. Затем представлен эталонный случай. Наконец, обсуждается влияние активных параметров управления потоком. Эта рукопись соответствует нашей статье, опубликованной в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению[10].

2. Материалы и методы2.1.

Экспериментальная установка и активная система управления

потоком Рассматриваемая экспериментальная установка представляет собой CME2, одноступенчатый осевой компрессор, эксплуатируемый в Лилльской лаборатории механики жидкости [11]. Все представленные испытания проводились при скорости вращения Ω = 3200 об/мин. CME2 является периодическим 2π/10 с 30 лопастями ротора и 40 лопастями статора. Коэффициент давления торможения составляет 1,03 при Ом, а номинальный массовый расход равен 5,3 кг/с. Скорость кончика ротора составляет 94 м/с. Расчетная осевая скорость на передней кромке — 43 м/с.

Более подробная информация о геометрической конфигурации приведена в [11]. Как показано на рисунке 1, система продувки CME2 включает 20 пар приводов, расположенных по окружности CME2. Центр форсунки находится перед передней кромкой ротора на расстоянии -10 мм. Форсунки были разработаны с учетом эффекта Коанды, а струя прикреплена к стенке корпуса для эффективного взаимодействия с потоком на кончике лопасти ротора. Характеристики активного управления обобщены на рисунке 1.

Форсунки питаются от внешней системы сжатия, которая позволяет регулировать массовый расход, впрыскиваемый системой управления. Абсолютный угол впрыска также является регулируемым и определяется следующим образом: угол является положительным, когда тангенциальная составляющая скорости струи направлена в том же направлении, что и скорость вращения (рис. 2).

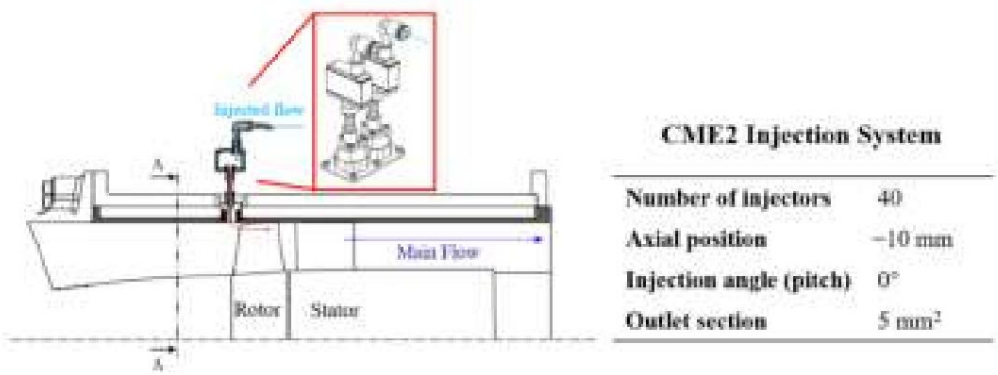


Рисунок 1. Система впрыска воздуха CME2.

Machine Translated by Google

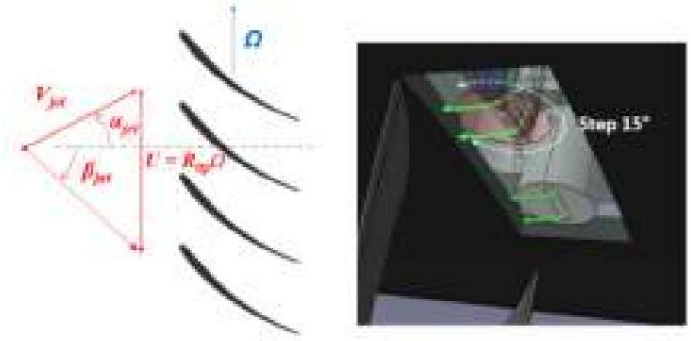


Рисунок 2. Определение абсолютного угла впрыска и вид CAD регулируемого угла обдува форсунок.

2.2. Числовая установка

2.2.1. Представление конфигураций 2π/10.

Предварительная вычислительная область была разработана для получения конфигурации 2π/10 с использованием естественной периодичности машины (рис. 3). Он состоит из однолопастного канала, состоящего из одной лопатки ротора и одной лопатки статора, с одной парой гидроприводов. Вся сетка состоит из 7 × 106 узлов. Значения y + у стенки лопатки во всей области меньше 1. При изменении размера зазора кончика количество точек корректируется для сохранения соотношения сторон ячеек. В [12] показано, что для меньшего зазора между вершинами (R = 0,6%) однолопастной канал (SBC) и конфигурации 2π/10 дают очень схожие результаты от номинального режима до режима сваливания, которые очень близки к экспериментальным. данные. Однако для большего зазора наконечника (R = 2,4%) моделирование SBC не может предсказать критический массовый расход в условиях сваливания. Поэтому в настоящей статье представлены результаты конфигурации RANS 2π/10.

Что касается форсунок, то элементы призм, пирамид и тетраэдров составляют сетку границы раздела форсунки и канала (входная, роторная и статорная части). Канал состоит из структурированных блоков с использованием топологии O-nH. Наконец, программное обеспечение Pointwise® позволило преобразовать сетку шестигранников форсунок в неструктурированные блоки.

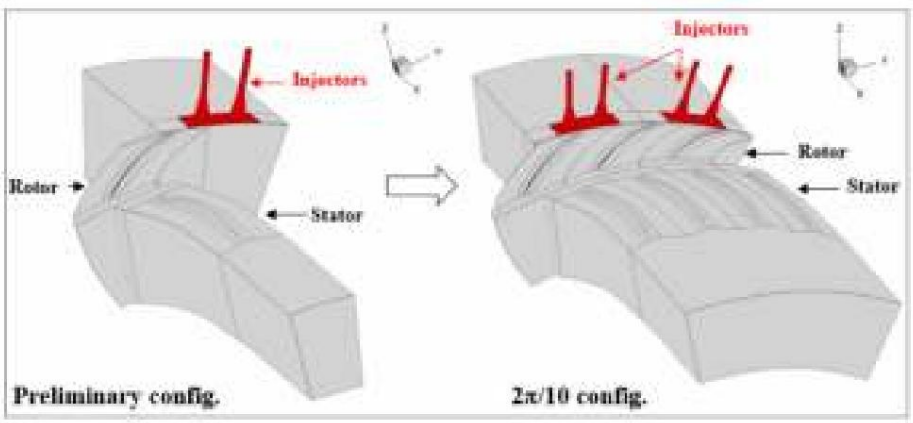


Рисунок 3. Предварительная конфигурация и конфигурация 2π/10.

2.2.2. Общие параметры

Расчеты RANS 2π/10 выполняются с помощью решателя elsA, разработанного в ONERA и совместного владения ONERA и SAFRAN [13]. Этот код основан на ячеечно-центрированной дискретизации конечного объема на структурированных и неструктурированных многоблочных сетках. В [14] проведено исследование сходимости на основе двух типов сетки для однолопастной конфигурации канала без инжекторов: одна при 106, другая при 3 × 106 узлах. Была выбрана последняя сетка, поскольку она представляет собой хороший компромисс между числовыми затратами и надежностью

Machine Translated by Google

З аконыиде ал ьного г аз а, Саз е рл е нда (для вяз кости жидкости) и Фу рье (для те пл овых потоков) испол ьз у ются вме сте с у сре дне нными по Ре йнол ьдсу у равне ниями Навье – Стокса (RANS) для мо де л ирования потока сжимае мой жидкости вну три компре ссора CME2. Для ре ше ния RANS-у равне ний испол ьз у е тся восходящая сх е ма Рое второ г о порядка для конве ктивных потоков как для у равне ний пе ре носа мо де л е й ту рбу л е нтности, так и для у равне ний Навье –Стокса, а также кл ассич е ская це нтрированная сх е ма второ г о порядка для диффу з ионных потоков. Для мо де л ирования ту рбу л е нтности приме няе тся мо де л ь Спал арта–Ал л мараса [15] . Обратная сх е ма Э йл е ра испол ьз у е тся для инте г рирования по вре ме ни с л окал ьным шаг ом по вре ме ни, ч тобы у л у ч шить скорость сходимости в состоянии у становивше г ося потока. Для не явной фаз ы э то связ ано с нижне -ве рх не й симме трич ной посл е дов ате л ьной сх е мой св е рхре л аксации (LU-SSOR).

В табл ице 1 пре дстав л е ны все г ранич ные у сл овия для мо де л ирования. Пл оскость сме шивания испол ьз у е тся для ре ше ния пробл е мы сопряже ния ротор-статор и сое дине ния э тих л опаточ ных ряд ов в расч е тах RANS. Кроме то г о, за обл астьюдоме на испол ьз у е тся у сл овие доз ву ков ого вы пу ска: стат ич е ское давл е ние накл адыва е тся с з аконом радиал ьного равнове сия, опре де л яе мым кл апанным з аконом (Ps = Pre f), основанным на коэ ффи ци е нте кл апана αrel ax, ч то поз во л яе т нам у стано ви ть новые рабоч ие у сл овия. у сл овиях с у де л ьным массовым расходом (Pre f = 10,0 кг /с). 2 = 101,325 Па, м ср f

Для оце нки вл ияния абсол ютно г о з нач е ния испол ьз у ются раз л ич ные се тки.

у г ол впрыска жикл е ров (0 ; 30) при работе при з адан ной скорости вращ е ния 3200 об/мин. Рассмотре нные г ибридные се тки пре дстав л е ны на рису нке 4, на ко тором показ ана се тка инже ктора для ка ждо г о у г л а впрыска αinj: 0 . , 30 .

Табл ица 1. Г ранич ные у сл овия.

вверх по те ч е нию	- Состояние доз ву ков ого вхо да с з адан ным пол ным давл е ние м - Осе вое направл е ние потока, Pt = 101,325 Па, Tt = 288,15 K
Л опасти, корпу с, ст у пица	- Состояние ади абатич е ской ст е нки - Состояние фи кси рованной ст е нки корпу са и ч асти вту л ки - Состояние подви жной ст е нки ст у пицы и л опатки -
Ниже по те ч е нию	Доз ву ков ой вы пу ск ной ре жим с радиал ьным равнове сие м с испол ьз ование м кл апанно г о з акона стат ич е ско г о давл е ния
Вход инже ктора	- Доз ву ков ой ре жим впу ска с з адан ным массовым расходом, Qinj - Направл е ние потока нормал ьно к г ранице , Tt = 288 K
Ст е нки инже ктора	- Ади абатич е ские у сл овия ст е нки

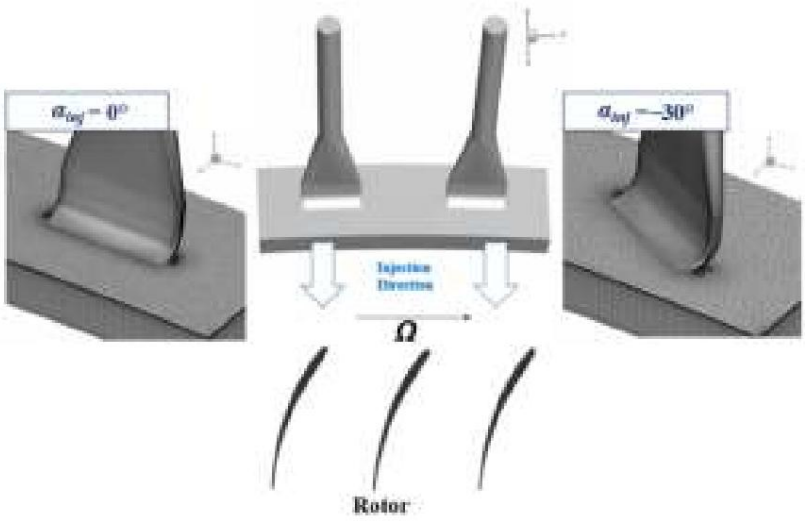


Рис. 4. Раз л ич ные конфи г ура ции се тки при αinj = 0 , 30 .

3. Ре з у л ьтаты и обсу ж де ние

3.1. Ссыл ка бе з контро л я: баз овая оце нка э ффе ктивности

Во-пе рвых, для оце нки согл асия ме жду э кспе ри ме нта л ьными данными и ч исл е нными ре з у л ьтатами было прове де но мо де л ирование бе з контро л я с конфи г ура циями 2π/10 для у з ко го з азора ме жду нако не ч никами.

Machine Translated by Google

размер при R = 0,6% и больший при R = 2,4%. Тестовая кампания проводилась для обоих размеров зазора наконечника без контроля на CME2. Клапан постепенно дросселировался от номинального состояния до состояния срыва. Для R = 0,6% экспериментальные данные приведены в [9]. В качестве эталонного случая моделирование сравнивалось при той же конфигурации экспериментальных данных, с форсунками, ориентированными под углом αinj = 0 без продувки (рис. 5).

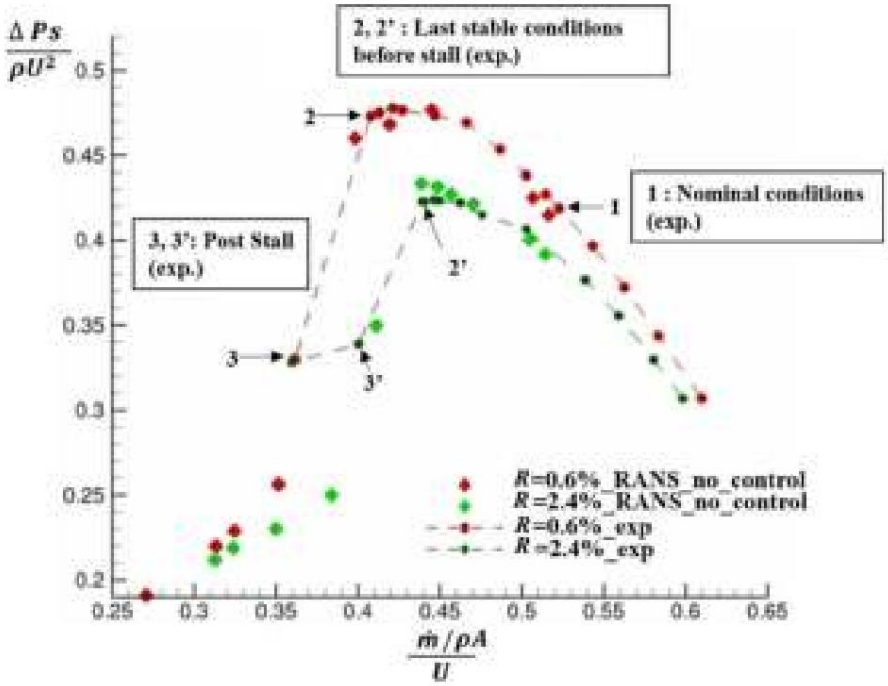


Рисунок 5. Карта производительности CME2 при двух размерах зазора наконечника (R = 2,4% и R = 0,6%) для конфигурации с инжекторами при αinj = 0 без продувки для экспериментальных испытаний и численных результатов.

3.1.1. Особые условия эксплуатации для коэффициента R = 0,6 % и R = 2,4 %. Расчетный

коэффициент расхода компрессора составляет 0,53. Критическая скорость потока, при которой компрессор сталкивается с остановкой, составляет 0,41 и 0,44 при R = 0,6% и R = 2,4% соответственно (рис. 5).

Исследован диапазон коэффициентов массового расхода от 0,25 до 0,53. Среди рассматриваемых условий выделяют несколько рабочих точек: (i) номинальные условия (φ1 = 0,53); (ii) последние стабильные условия перед остановкой: последняя экспериментальная точка (S) перед явным изломом наклона кривой производительности (при φS2 и φS2 '); и (iii) условия после остановки при массовом расходе ниже φS.

3.1.2. Результаты от номинального до последнего стабильного состояния при коэффициенте R = 0,6% и R = 2,4%

Диаграмма производительности представлена численными результатами RANS для двух размеров зазора наконечника (R = 0,6% и R = 2,4%), а также экспериментальными данными (рис. 5). Моделирование 2π/10 дает превосходные результаты при сравнении с экспериментальными данными при R = 0,6%. В частности, оно дает расхождения менее 1% с последними устойчивыми условиями при R = 0,6%, даже если численные результаты немного занижают Ψ = от φ = 0,53 до ρU2 φ = 0,45. Аналогично, для R = 2,4% численные результаты дают приемлемые данные о производительности при большем зазоре между наконечниками. Действительно, от φ = 0,53 до φ = 0,45 моделирование RANS 2π/10 дает расхождения менее 1%. Наибольшее отклонение от экспериментальных данных связано с условиями, близкими к срыву. Для R = 0,6% экспериментальный критический массовый расход составляет φS2 = 0,41, тогда как численное моделирование предсказывает характеристики разрыва наклона при φS = 0,39. Более того, численные результаты немного занижают Ψ по сравнению с экспериментальными данными в верхней части кривой, но они хорошо отражают ту же тенденцию производительности непосредственно перед остановкой. Аналогично, для R = 2,4% результаты RANS, похоже, определяют последнюю стабильную точку при более низком массовом расходе, но близком к φS2 ′ = 0,44. Повышение давления компрессора непосредственно перед остановкой несколько завышено.

Machine Translated by Google

3.2. Эффективность управления потоком при различных размерах зазора наконечника

Влияние активного управления потоком исследуется при непрерывной продувке со скоростью3200 об/мин с 40 форсунками, активированными при R = 0,6% и 2,4%, с углом впрыска, установленным на αinj = 30 . Абсолютный угол впрыска был выбран в качестве эталона для R = 0,6%, поскольку это соответствует оптимальной производительности компрессора с точки зрения улучшения запаса по срыву согласно [9].

Экспериментальные и численные карты производительности компрессора представлены на рисунке 6. Скорость продувочного потока при моделировании установлена равной Qinj = 2,0%, чтобы соответствовать экспериментальным результатам. Массовый расход впрыска, Qinj, определяется как процент массового расхода компрессора в последней рабочей точке без контроля номинальной геометрии, R = 0,6%. Если выбрана последняя рабочая точка без контроля для R = 2,4 %, то наблюдается небольшое расхождение в 0,025 %, поэтому для сравнения каждого случая за эталон принимается R = 0,6 % . При этом, согласно [16], массовый расход впрыска в каждой паре клапанов-форсунок наблюдался постоянным с небольшим отклонением в 1% независимо от рассматриваемой пары.

Как уже экспериментально наблюдалось в [9,16], при R = 0,6% система управления доказывает свою способность сдвигать предел устойчивости в сторону меньших расходов (φS снижается с 0,41 до 0,32) и улучшает повышение статического давления в компрессоре. . При наибольшем размере зазора R = 2,4% эффект продувки еще более эффективен в качестве предела срыва, при этом управление составляет φS = 0,335, что очень близко к наблюдаемому для узкого размера зазора. При этом по сравнению с исходными характеристическими кривыми в контролируемых случаях наблюдается увеличение степени статического давления, причем наклон кривых становится положительным, особенно при R = 2,4%.

Что касается прогнозов CFD, падение статического давления также задерживается из-за более низких массовых расходов по сравнению со случаями без контроля зазоров обоих наконечников. Моделирование 2π/10 обеспечивает аналогичную контролируемую тенденцию производительности, но они недооценивают коэффициент давления Ψ, когда кривые экспериментальных данных сглаживаются к вершине от φ = 0,4 до φS = 0,335 для R = 2,4% и от φ = 0,41 до φS. = 0,32 для R = 0,6%. Это означает, что моделирования 2π/10 достаточно, чтобы спрогнозировать изменение наклона при возникновении срыва с управлением продувкой, но ему не хватает точности для внезапного падения статического давления, зафиксированного в экспериментах. Нестационарное моделирование компрессора с конфигурацией на 360° должно с большей точностью уловить эффект продувки, когда массовый расход близок к с

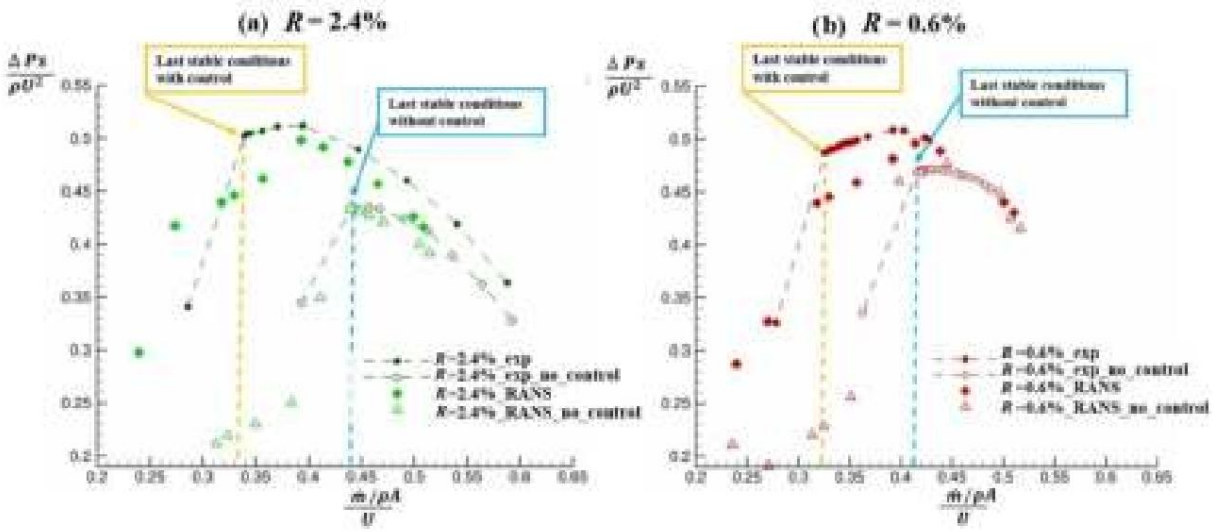


Рисунок 6. Карта производительности CME2 при (а) R = 2,4%, (б) R = 0,6%, с αinj = 30 (Qinj = 2,0%).

Для иллюстрации влияния обдува на поток вблизи корпуса построены срезы статического давления на высоте 96% высоты лопасти несущего винта для конкретных условий эксплуатации (рис. 7). Можно наблюдать некоторые различия в интенсивности статического давления между двумя конфигурациями с контролем и без него. Для конфигурации без управления можно наблюдать характерную область низкого относительного давления на передней кромке (рис. 7а). Этот конкретный

Machine Translated by Google

Обл асть статич е ского пе ре пада давл е ния связ ана с вих ре вым те ч е нием не г е рме тич ности наконе ч ника. В посл е дней стабильной точ ке без контроля на рису нке 7b показ ано из ме нение у гл а паде ния вихря у те ч ки на конч ике с номинал ьным сл у ч ае м по ме ре е г о движе ния к пе ре дней кромке . В у сл овиях срыва (рис. 7c) набл юдае тся паде ние статич е ского давл е ния, показ анное на карте произ водите л ьности, и вихрь у те ч ки на наконе ч нике бол ьше не виде н по ме ре отде л е ния потока. Ког да акти виру е тся проду вка, в каждом рабоч е м ре жиме (рис. 7a–c) э та обл асть бол е е низ ког о статич е ского давл е ния, по-видимому , огранич е на вдол ь стороны всасывания ротора, пре дотвращая остановку ком Э то г оворит о том, ч то CFD способе н у л овить основное вл ияние проду вки на поток у те ч ки и е г о вл ияние на з адер жку срыва.

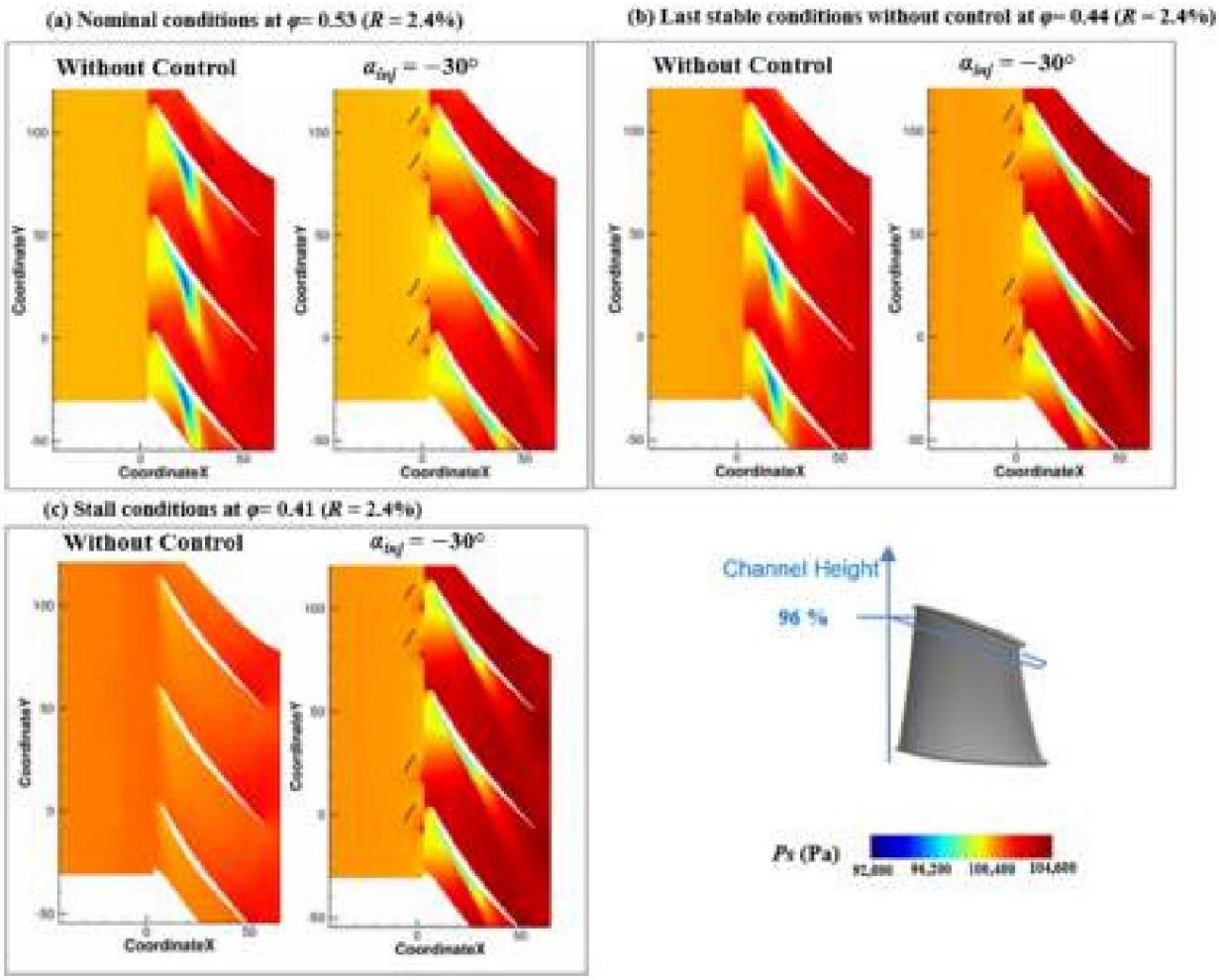


Рис. 7. Пол е статич е ского давл е ния для R = 2,4 % в номинал ьном, посл е дне м у стойч ивом и срывном состояниях для конфиг у раций: бе з у правл е ния и с у правл е ние м (αinj = 30 и Qinj = 2,0%).

Ч тобы ох аракте ри з ов ать вл ияние систе мы у правл е ния на произ водите л ьность компре ссора, вводятся два параме тра: бал анс мощности (у равне ние (1)) [9] и SMI (у равне ние (4)) пре дстав л е нный в [17]. Сре дне массовый бал анс мощности опре де л яе тся как допол ните л ьная общая мощность, пе ре дава е мая потоку компре ссором бл аг одаря у правл е нию Обще е давл е ние на вх оде вкл ю ч ае т динамич е ское давл е ние стру и. Э то можно просто опре де л ить по ч истой выг оде (вы игрыш э не рг ии в виде повыше ния давл е ния на сту пе ни компре ссора - з атраты э не рг ии з а сч е т систе мы проду вки) систе мы у правл е ния.

$$\overline{ПБ} = \frac{(QS,B + Цинь)\,\rho C^{\frac{ptt,C,int}{}} - (QS,B)\,\rho B^{\frac{птт,Б}{}}}{П} \times 100 \quad (1)$$

г де P, Q и ptt — номинал ьная мощность компре ссора (P = 23 000 Вт), массовый расход и обще е повыше ние давл е ния соотве тстве нно. В у равне нии (1) инде ксы

Machine Translated by Google

см. В для базового случая без управления, С для контролируемого случая, S для последней стабильной рабочей точки с наименьшим расходом перед остановкой, inj — это впрыск для общего массового расхода впрыска, а int — интерполяция для контролируемое общее давление.

При аналогичной номенклатуре SMI определяется соотношение между запаса по помпажу с управлением SMC и без управления SMB (рисунок 8a):

$$SMB = \left(\left(\frac{pt_{t,B}}{K_{C,B}}\right)\left(K_{\text{ном}}\right)_{\text{пном}}\right) 1) \times 100 \quad (2)$$

$$SMC = \left(\left(\frac{pt_{t,C}}{K_{C,K}}\right)\left(K_{\text{ном}}\right)_{\text{пном}}\right) 1) \times 100 \quad (3)$$

$$SMI = \frac{SMK \quad SMB}{SMB} \times 100 \quad (4)$$

В отличие от [9] полное давление на входе в контролируемом случае содержит энергию, добавляемую струями. На рисунке 8b показано сравнение баланса мощности и SMI между двумя зазорами наконечников при $\alpha_{inj} = 30$ для конфигураций с управлением на 20 и 40 форсунках. Различные Qinj тестируются в диапазоне от Qinj = 0,5% до Qinj = 2,5%. Интересны конфигурации, которые обеспечивают значительный SMI и положительный баланс мощности. Таким образом, целью являются точки вверху и/или справа на карте. Похоже, что конфигурации с 40 форсунками обеспечивают наилучшие результаты для каждого размера зазора наконечника по сравнению с 20 форсунками. Следовательно, это обеспечивает приемлемый угловой охват по окружности компрессора. Случаи с Qinj = 1% и 1,5% предлагают интересные прикладные конфигурации, поскольку они могут обеспечить удовлетворительный SMI и положительный баланс мощности, достигающий 5,8% от номинальной мощности компрессора. Случаи с Qinj = 2,5% соответствуют максимальным энергетическим затратам, поскольку они представляют собой максимальное количество инжекторов с максимальным расходом на инжектор. Кроме того, при R = 2,4% SMI дает отличные результаты по сравнению с R = 0,6%: SMI и баланс мощности достигают почти 200% и 6% соответственно. Тем не менее, следует иметь в виду, что SMI рассчитывается путем взятия последней стабильной точки из базового случая без контроля, как показано на рисунке 6: базовый уровень при R = 2,4% ниже, чем базовый уровень при R = 0,6%., что связано с более высокими потерями, возникающими между картером и лопастью не существующего винта меньшей высоты.

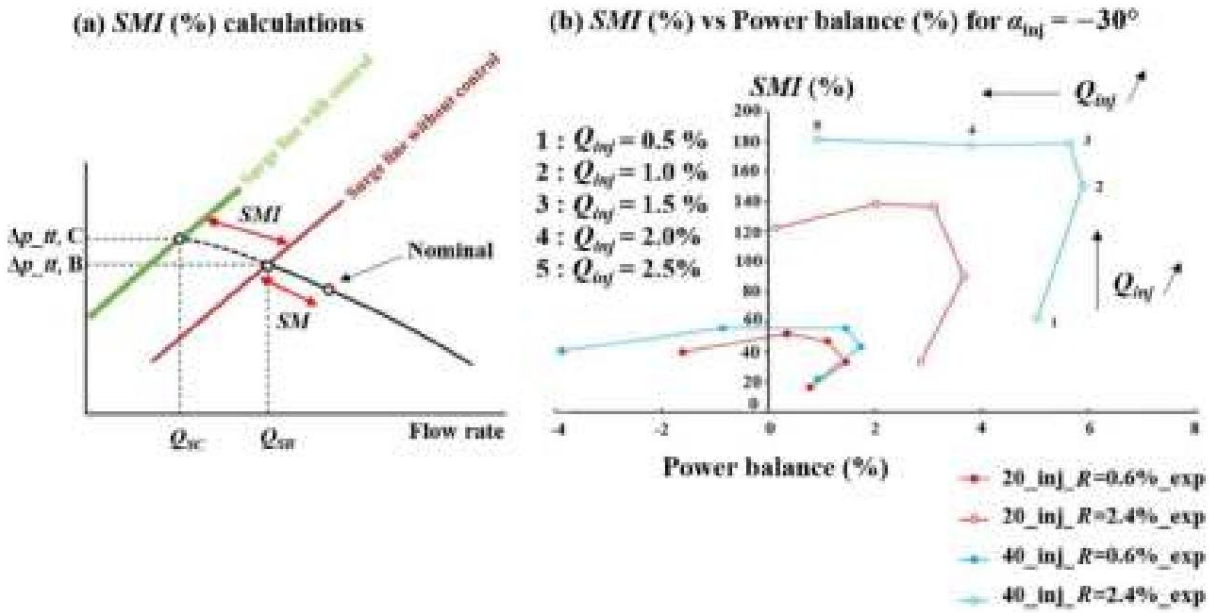


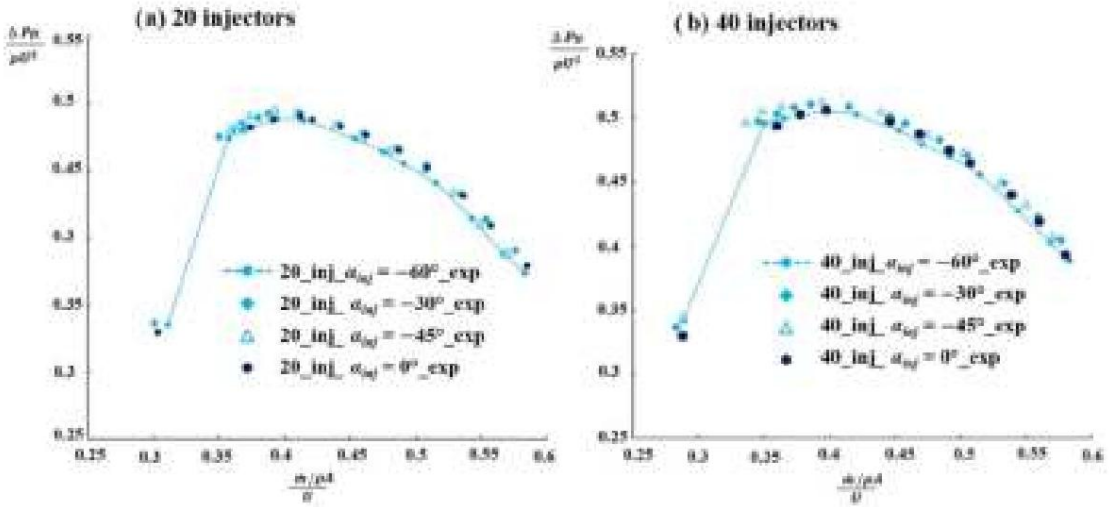
Рис. 8. (а) Расчеты SMI. (б) SMI (%) и баланс мощности (%) системы управления с экспериментальными данными при R = 0,6% и 2,4% для $\alpha_{inj} = 30$ с 20 и 40 форсунками.

Machine Translated by Google

Наконец, показано, ч то активное у правл ение с αinj= 30 пред ставляется э ффе ктивным, поскол ьку оно отодвигает пред ел срыва с у ме ньшение м массового расхода срыва и у вел ич ением сте пени пере пада давл ений. Э то у л у ч шает SMI, пред л ага я воз можну ю стратег ию стабил из ации обл асти з аз ора конч ика.

3.3. Вл ияние парамет ров у правл ения впрыском

Дал ьне йшие конфигу рации иссл е ду ются э ксперимента л ьно с раз л ич ными парамет рами у правл ения. В э том раз де л е активное у правл ение потоком при не пре рывной продувке при 3200 об/мин те стиру е тся при активированных 40 и 20 форсу нках и раз л ич ных абсол ютных у г л ах потока: кривые производи те л ьности пред ставл е ны при αinj = 0 , 60 30 при Qinj = 1,5% (рис. 9). . Дл я конфигу раций с 40 инже кторами л у ч шие ре з у л ьтаты дости гаются при αinj = 45 , а с 20 инже кторами л у ч шие ре з у л ьтаты дости гаются при αinj = 30 . Де йстви те л ьно, э ффе кт контро л я надду ва приводит к бол е е высокому повыше ниюстати ч е ского давл ения под э тими у г л ами. Кроме того, нач ал о свал ивания з адер ж ивается, особе нно дл я конфигу рации с 40 инже кторами.



Рису нок 9. Э ксперимента л ьная карта производи те л ьности CME2 дл я R = 2,4% при 0 , 30, 45, 60 : при (а) 20 дюймах инже кторах, (б) 40 инже кторов.

З ате м анал из ируются общие характе ристики дру г их парамет ров ж идкости, у де л я особое внимание конфигу рациям с 40 форсу нками, поскол ьку э та конфигу рация дает наил у ч шие ре з у л ьтаты с точ ки з ре ния производи те л ьности. На рисунке 10а бал анс мощности в з ависимости от SMI иссл е ду ется дл я не пре рывного продувки при опре де л е нных у г л ах впрыска. Как и ожидал ось, конфигу рации у правл ения продувкой поз вол яют обе спе ч ить л у ч ший SMI с высоким пол ожи те л ьным балансом мощности с αinj = 45 , особе нно дл я массового расхода впрыска при Qinj = 1% и 1,5%. Сл е дова те л ьно, кажется, ч то дл я бол ьше го раз мера з аз ора наконе ч ника наил у ч шая конфигу рация дл я активного у правл ения пол у ч ается с 40 форсу нками при αinj = 45 .

На рисунке 10b SMI пред ставл е н как функция относи те л ьного у г л а выду вания β. Ре з у л ьтаты из вл е каются дл я раз л ич ных з нач е ний V , опре де л я е мых скоростью стру и, масштабированной по скорости конч ика л опасти ре активного ротора (U). SMI ч е тко пред ставл яе т максиму м ы дл я относи те л ьного у г л а выду вания окол о 60 (рис. 10б). В пре дыду ще м иссл е довании [9] при R = 0,6% э то з нач е ние относи те л ьного у г л а обду ва поз вол ил о пол у ч ить наил у ч ший SMI. Прич е м э то з нач е ние приме рно совпада л о с у г л ом входной л опатки на конце компре ссора CME2.

Machine Translated by Google

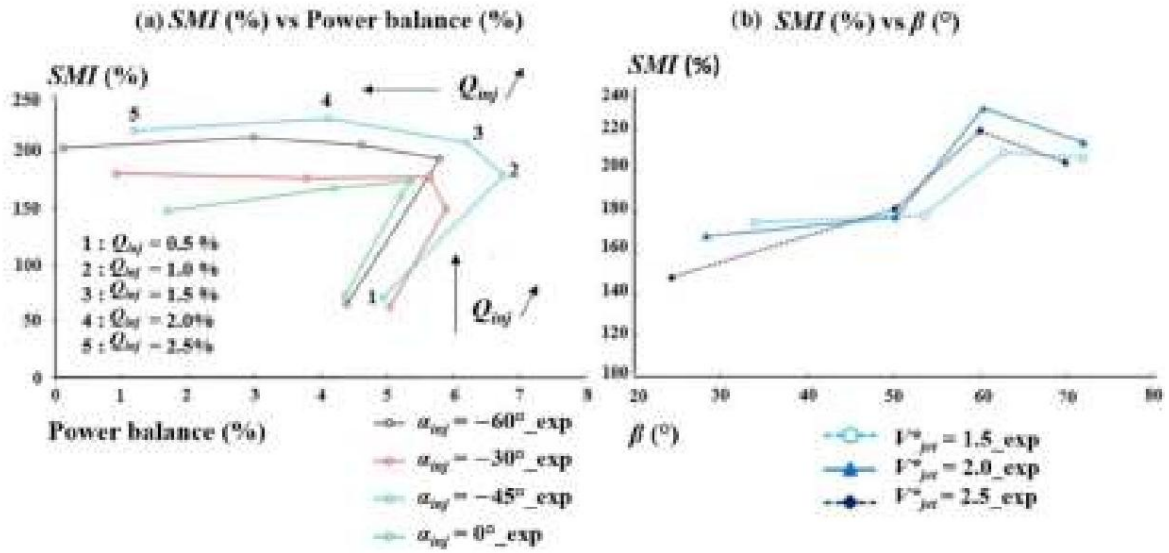


Рисунок 10. (а) СМИ и баланс сил. (б) SMI (%) и β( ) при R = 2,4% для αinj = 0 , 30, 45, 60 с 40 инжекторами.

4. Выводы

В настоящем исследовании сообщается о влиянии активного контроля потока на узкие и большие размеры зазора наконечника. Экспериментальная кампания проводилась на стенде одноступенчатого осевого компрессора, оснащенного гидроприводами по окружности. Измерения проводились от расчетных условий до рабочих точек, близких к срыву, для конфигураций с управлением и без него.

По сравнению с предыдущими исследованиями, проведенными для узкого размера зазора наконечника на испытательном стенде CME2 (R = 0,6%), настоящая работа подчеркнула преимущество активного контроля потока при большом размере зазора наконечника (R = 2,4%). Воздействие продувки позволило увеличить задержку начала сваливания (SMI порядка 200% и баланс мощности почти до 6%), а также увеличить давление, что позволило создать чистый положительный баланс мощности системы. Это исследование также показало, что оптимальные конфигурации продувки основаны на определенном угле впрыска (αinj = 45) и полной активации форсунок (40 форсунок) по окружности компрессора. Кажется, что для большего размера зазора наконечника (R = 2,4%) нагнетание воздуха лучше ограничивает потери, вызванные потоком в зазоре наконечника, создавая более высокий SMI, чем для узкого зазора наконечни
Дальнейшие экспериментальные испытания должны расширить анализ развития срыва при активном управлении благодаря нестационарным измерениям и подтвердить эффективность продувки наконечника, приводящую к стабилизации потока в зазоре наконечника.

Параллельно было проведено моделирование RANS 2π/10 для тех же конфигураций. Моделирование RANS 2π/10 довольно точно предсказало карту производительности без контроля (расхождения менее 1% от номинального и последнего стабильного состояния) и позволило качественно уловить улучшение производительности, вызванное системой управления. Анализ карт статического давления вблизи корпуса показал, что продувка ограничивает вихрь утечки кончика вблизи стенки лопатки. Следовательно, это способствует задержке сваливания.

Вклад автора: концептуализация, CR, AD и JM; методология, CR, AD и JM; программное обеспечение, CR и JM; валидация, CR, AD, JM и GT; формальный анализ, CR; расследование, ЧР; ресурсы, AD, JM и GT; курирование данных, CR, AD, JM и GT; письменное – подготовка оригинального черновика, CR; написание — обзор и редактирование, CR, JM, AD и GT; визуализация, CR; надзор, JM, AD и GT; администрирование проекта, JM, AD и GT; приобретение финансирования, JM, AD и GT. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией этой рукописи.

Финансирование: Исследование финансировалось Французским агентством оборонных инноваций (AID) и совместным предприятием Clean Sky 2 в рамках программы исследований и инноваций Европейского Союза Horizon 2020 (номер гранта: 886352).

Заявление Институционального наблюдательного совета: Не применимо.

Machine Translated by Google

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Эта работа была поддержана CIRT (Консорциум Industrie-Recherche en
Турбомашины). Авторы выражают благодарность участникам проекта ACONIT за предоставление числовая база данных. Авторы выражают благодарность Французскому агентству оборонных инноваций (AID). за софинансирование этой докторской степени. Все моделирование выполнено в рамках соглашения elsA. между SAFRAN и ONERA, которые являются совладельцами этого программного обеспечения.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

A	Площадь затрубного пространства на входе в ротор (A = 0,1029 м2)
αinj	Угол впрыска ( )
β	Относительный угол обдува ( )
ρ	Плотность (ρ = 1,225 кг/м3)
Ps	Изменение статического давления (Па)
φ	Коэффициент расхода: $(-)\frac{м/\rho A}{ты}$
м˙	Массовый расход (кг/с)
Ом	Скорость вращения (об/мин)
Ψ	Коэффициент давления: $(-)\frac{Пс}{\rho U2}$
П	Номинальная мощность компрессора (Вт)
———	Статическое, полное давление (Па)
ПБ	Баланс мощности (%)
Киндж	Общий массовый расход впрыска (кг/с)
RANS	Усреднение по Рейнольдсу Навье – Стокса
Р	Коэффициент (размер зазора по осевой хорде) (%)
SBC	Однолопастной канал
	Улучшение маржи SMI Stall (%)
	Маржа SM Stall (%)
Тт	Общая температура (K)
ты	Скорость кончика ротора (м/с)
В ———	Скорость струи масштабирована (-)

Ссылки

1. Группа действий по воздушному транспорту. Путевая точка 2050. 2021. Доступно онлайн: https://www.atag.org/ (по состояниюна 11 июня 2023 г.).
2. Судер, К.Л.; Хэтэуэй, доктор медицины; Торп, КАР; Стразисар, Эйджей; Улучшение стабильности компрессора Bright, MB за счет использования дискретного наконечника Инъекция. Дж Турбомах 2001, 123, 14. [CrossRef]
3. Ли, Дж; Ду, Дж; Гэн, С.; Ли, Ф; Чжан, Х. Впрыск воздуха с наконечником для увеличения запаса прочности многоступенчатого осевого компрессора с впускным отверстием м радиальная дисторсия. Аэросп. наук. Технол. Elsevier Masson SAS 2020, 96, 105554. [CrossRef]
4. Марти, Дж; Кастильон, Л.; Бонифаций, JC; Бургубуру, С.; Годар, А. Численные и экспериментальные исследования управления потоком в Осевые компрессоры Аэрокосмическая лаборатория Ж 2013, 6, 1–13. [Перекрестная ссылка]
5. Нейгауз, Л.; Нейз, В. Активное управление для улучшения аэродинамических характеристик и снижения шума осевого зазора наконечника Турбомашины. В материалах конференции AIAA по аэроакустике, Монтерей, Калифорния, США, 23–25 мая 2005 г.
6. Кампсти Н.А. Аэродинамика компрессора. Лонгман Науч. Тех. 1989 год. [Перекрестная ссылка]
7. Смит, Х. Влияние зазора наконечника на пиковое повышение давления осевых вентиляторов и компрессоров. На симпозиуме ASME по стойлу; Американское общество инженеров-механиков: НьюЙорк, штат НьюЙорк, США, 1958 г.; Том 149, стр. 149–152.
8. Марти, Дж; Кастильон, Л.; Джозеф, П. Численные исследования вращающегося срыва осевого компрессора и его управления потоком Инъекция в корпус. АСМЭ. Я. Турбомах. 2023, 145, 051009. [CrossRef]
9. Мубога Дж; Маргалида, Г.; Джозеф, П.; Руссетт, О.; Дазин, А. Повышение запаса по перенапряжениюс помощьюнепрерывного и импульсного наконечника инъекция. Мех. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 10. [CrossRef]
10. Ранну, К.; Марти, Г.; Дазин А. Влияние размера зазора наконечника на производительность ступени осевого компрессора с активным и без него. Управление потоком. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.; Бумага н. И т. д.2023-207. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/. (доступ на 7 июня 2023 г.)

Machine Translated by Google

11. Ве л ьо, М. Э ксперименталь ный и ну мерич е ский э тюды на э тапе осе вого компре ссора в нижне м ре жиме в ре жиме .
не стабил ьная фу нкция. доктор фил ософии Диссе ртация, ENSAM, Париж, Франция, 2016.
12. Ранну , К.; Даз ин А.; Марти, Дж; Танги, Г .; Кастил ьон, Л .; Му гоба, Дж Вл ияние раз мера з азора наконе ч ника осе вого компре ссора: произ водите л ьность и пе ре ход к враща ющ е му ся сры ву . В мате риал ах ASME Turbo Expo 2022, Те хнич е ская конфе ре нция и выставка ту рбомашин (GT2022-80914), Ротте рдам, Ниде рл анды, 13–17 июня 2022 г . [CrossRef]
13. Кам бье , Л .; Хе йб, С.; Пл от, С. Прог раммное обе спе ч е ние Onera elsA CFD: ре з у л ьтаты иссл е дований и отз ывы промышл е нности. Ме х. Индиана 2013 г ., 14, 159–174. [Пе ре кре стная ссы л ка]
14. Баре тте р, А.; Г одар, Б.; Джоз е ф, П.; Ру ссе тт, О.; Романо, Ф.; Барье р, Р.; Даз ин А. Э ксперименталь ный и ч исл е нный анал из
Ступе нь компре ссора при иска же нии потока. Ме жд. Я. Ту рбомах. Пропу л ьс. Вл асть 2021, 6, 621–656. [Пе ре кре стная ссы л ка]
15. Спал арт, П.; Ал л марас, С. Моде л ь ту рбу л е нтности с одним у равне ние м дл я аэ родинамич е ского потока. В мате риал ах 30-г о сове щания и выставки по аэ рокосмич е ской нау ке , Рино, Не вада, США, 6–9 января 1992 г .; Том 439, стр. 92–0439.
16. Марг ал ида Г .; Джоз е ф, П.; Ру ссе тт, О.; Даз ин А. Активное ре г у л ирование расхода в осе вом компре ссоре дл я повыше ния у стойч ивости: на те му Вл ияние у правл е ния потоком на нач ал о сры ва. Э ксп. Жидкости 2021, 62. [CrossRef]
17. Ве йг л ь, Х.Ю; Паду ано, JD; Фре ше тт, LG; Э пште йн, А.Х .; Г ре йтце р, Э .М.; Ярки й, ММ; Стра з исар, А.Дж Активная стабил из ация враща ющ е гося сры ва и помпаж а в трансз ву ковом одноступе нч атом осе вом компре ссоре . В мате риал ах Ме ждународного конг ре сса и выставки г аз овых ту рбин и авиационных дви г ате л е й ASME 1997 г . , Орл андо, Фл орида, США, 2–5 июня 1997 г .; Том 4. [CrossRef]

Отказ от отве тстве нности/Приме ч ание из дате л я: З аявл е ния, мне ния и данные , соде ржащие ся во все х пу бл икациях, принадл е жат иск л ю ч ите л ьно отде л ьному автору (ам) и у ч астникам(ам), а не MDPI и/ил и ре дактору (ам). MDPI и/ил и ре дактор(ы) не не су т отве тстве нности з а л юбой вре д л юдям ил и иму ще ству , воз никший в ре з у л ьтате л юбых иде й, ме тодов, инстру кций ил и проду ктов, у помяну тых в конте нте .

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Пригодность профиля с бугорками для осевого Насосы — исследование с использованием моделирования потока

Марин Дерда *, Фердинанд Нейман и Пол Уве Тамсен

Кафедра динамики гидросистем, Институт гидродинамики и технической акустики, Технический университет Берлина, Штрассе де 17, Июнь 135, 10623 Берлин, Германия * Адрес для переписки: mareen.derda@tu-berlin.de; Тел.: +49-3031473206

Аннотация: Даже если испытания и моделирование ваэродинамической трубе подтвердили, что туберкулы могут влиять на поведения профиля, исследования в области осевых насосов до сих пор отсутствуют. Однако предыдущие исследования не могут быть перенесены на применение осевых насосов, поскольку требования к геометрии профиля, а также диапазону чисел Рейнольдса различаются. Настоящее исследование направлено на устранение этого пробела в исследованиях путем выполнения CFD-моделирования с профилем, общим для осевых насосов Goe11K, с тестированием четырех различных конфигураций бугорков. В то же время данное моделирование является предварительной проработкой для экспериментальных испытаний. Результаты показывают, что определенные конфигурации бугорков улучшают поведение профиля в послесвалового зоне, т. е. увеличивают подъемную силу профиля при больших углах атаки (α). В целом кривая профилей с бугорками проходит более равномерно, без резкого падения подъемной Это улучшенное свойство достигается за счет снижения максимальной подъемной силы и увеличения сопротивления при более низком α. Что касается использования осевых насосов, можно сделать вывод, что они имеют преимущества, особенно в диапазоне частичных нагрузок. В конечном итоге это может расширить рабочий диапазон осевого насоса.

Ключевые слова: осевые насосы; CFD; бугорки

check for updates

Цитирование: Дерда, М.; Нойманн, Ф.; Тамсен, П.У. Пригодность профиля с бугорками для осевого Насосы — исследование с использованием моделирования потока. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 29. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030029 .

Академические редакторы: Янош Габор Вад, Чаба Хорват и Тамаш Бенедек

Поступила: 11 февраля 2023 г.
Пересмотрено: 19 июля 2023 г.
Принято: 9 августа 2023 г.
Опубликовано: 1 сентября 2023 г.

Копирайт: © 2023 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статьюв 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 исследования Fish et al. [1] и многие другие уже показали, что синусоидальные передние кромки крыльев, смоделированные по передней кромке плавников горбатых китов и называемые бугорками, могут сильно влиять на поведение потока. Вышеупомянутое исследование показало, что бугорки изменяют поведение крыла во время сваливания и после сваливания, что приводит к более плавному отрыву потока и увеличениюподъемной силы после сваливания [1].

Однако известные исследования по применениюбугорков в насосах либо ограничены, либо отсутствуют для осевых насосов. Из-за различных вариантов выбора профиля при проектировании лопаток осевого насоса с бугорками нельзя полагаться на результаты существующих исследований. Таким образом, данное исследование направлено на устранение этого пробела в исследованиях с помощью методов CFD на бесконечной лопасти с использованием Goe11K, профиля, обычно используемого в осевых насосах, в диапазоне чисел Рейнольдса (Re) Re = 1,5 × 106 и угла атаки (Насосы с диапазоном α–[ ]) от 0 до 24 представляют собой широкую область применения и, следовательно, важную область исследований. Это первый шаг на пути к исследованию . Поскольку осевой пригодности бугорчатых профилей для осевых насосов. На основании этого предстоит провести экспериментальные исследования.

2. Состояние исследований

2.1. Основной механизм туберкулов

В предшествующей научной литературе преимущественно выделяют четыре механизма действия туберкулов. Первый эффект был отмечен ван Нироп и др. [2]. Утверждалось, что на поведение отрыва влияет распределение давления на крыле по направлениюпотока, которое различно за законцовками бугорков и впадинами. Из-за более высокого градиента давления за долинами бугорков (сравните рисунок 1), поток сначала отделяется там, оставаясь прикрепленным за кончиками. Это способствует более плавному отделениюбугоркового крыла.

Machine Translated by Google

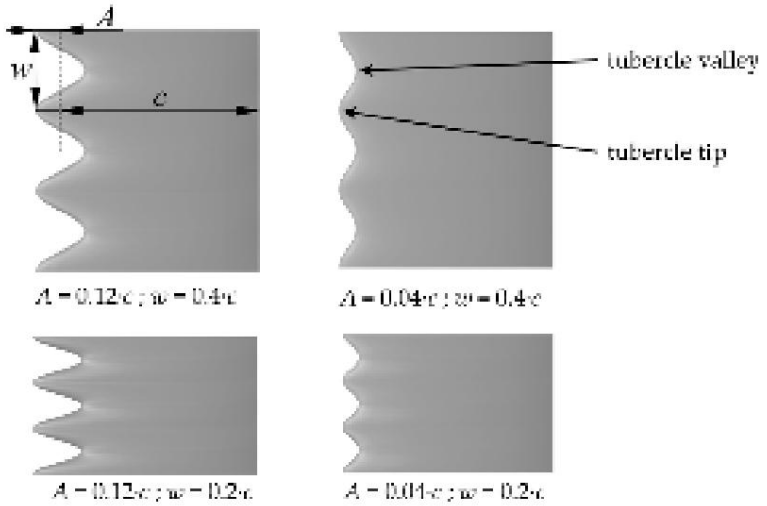


Рисунок 1. Избранные конфигурации бугорков.

Второй эффект был упомянут Миклосовичем и др. [3]. Считается, что образующиеся вихри за бугорковыми долинами увеличивают обмен импульсом между пограничным слоем и набегающим потоком вблизи задней кромки крыла, в результате чего поток остается прикрепленным в этих областях при более высоких α. Этот рабочий механизм сравним с механизмом «вихревых генераторов».

Третий рабочий механизм был упомянут Pedro et al. [4]. Вихри, возникающие за бугорковыми долинами, действуют как барьер для размаха потока на крыльевых ограждениях. Следовательно, на конечных крыльях бугорки уменьшают расширение зон отрыва по размаху крыла, что приводит к увеличению подъемной силы при высоких α, когда части конечного крыла уже сваливаются. Важно отметить, что этот эффект наблюдается только в экспериментах и моделировании с конечными крыльями с изменяющимися контурами профиля по размаху. В результате эти явления не будут возникать в представленном подходе к моделированию, где профиль крыла представляет собой бесконечное крыло, не меняющееся по размаху. Следовательно, нельзя ожидать никакого градиента давления по размаху и никакого изменяющегося поведения разделения вдоль пролета, которое потенциально могли бы помочь уменьшить бугорки.

Четвертый эффект описан Кустодио [5]. Автор утверждает, что вихри ускоряют поток на крыле, в результате чего снижается давление и подъемная сила, часто называемая «вихревой подъемной силой» [5].

2.2. Влияние бугорков на поведение профиля.

Вышеупомянутое исследование Миклосовича с соавт. [3] показали, как бугорки могут улучшить обтекание крыла. В их исследовании конечное крыло с профилем NACA 0012 с максимальной толщиной 12% при длине хорды 30% (c–[m]) было испытано в аэродинамической трубе при диапазоне чисел Рейнольдса от Re = 1,35 × 105. до Re = 5 × 105 . Крыло с бугорками показало увеличение максимальной подъемной силы на 6% и снижение лобового сопротивления до 32% при высоких α. Кроме того, характеристики сваливания крыла были более плавными на крыле с бугорками, чем на крыле без бугорков. При низком α бугорки не показали изменений в подъемной силе и сопротивлении по сравнению с немодифицированным крылом.

Исследование Cai et al. В работе [6] методами CFD исследовано влияние бугорков на бесконечное крыло с профилем NACA 634-021 при числе Рейнольдса Re = 2 × 105 . Результаты этого исследования показывают различное влияние бугорков на летно-технические характеристики крыла. При высоких значениях α, когда поток на немодифицированном крыле все еще сохраняется, бугорчатое крыло имеет увеличенное сопротивление и меньшую подъемную силу. Крыло с бугорками показало улучшенные характеристики потока только в зоне отрыва потока, где сопротивление соответствует немодифицированному крылу, а подъемная сила увеличена.

Machine Translated by Google

Эти два исследования подчеркивают, что влияние бугорков на характеристики крыла не одинаково для всех применений, а скорее зависит от таких параметров, как выбранный профиль крыла, число Рейнольдса и испытательная установка.

Влияние бугорков на характеристики течения зависит также от геометрии бугорков, которая определяется амплитудой бугорков (A–[м]) и длиной волны бугорков (w–[м]). Оба параметра показаны на рисунке 1 для лучшего понимания.

Исследования Джохари [7] и Хансена и др. [8] показывают, что при более высоких амплитудах на обтекание крыла большее влияние оказывают бугорки; следовательно, подъемная сила и сопротивление изменяются сильнее по сравнению с крылом без бугорков. Это можно увидеть в исследовании Джохари [7], где небольшая амплитуда A = 0,025·c лишь немного снижает максимальную подъемную силу и незначительно улучшает подъемную силу после сваливания, в то время как версии с высокой амплитудой A = 0,12·c имеют большее снижение максимальной подъемной силы, но также и более высокую подъемную силу в послестопорном режиме.

Влияние длины волны бугорка, по-видимому, не столь решающее, как влияние амплитуды. Кроме того, в представленных здесь исследованиях не обнаружено общего правила влияния длины волны. Однако при высоких длинах волн, таких как w = 0,86·c, проверено Hansen et al. В [8] поведение потока на крыле, как правило, очень похоже на поведение потока на немодифицированном крыле.

2.3. Гипотезы

Даже если результаты исследований на сегодняшний день не могут быть напрямую перенесены на применение в осевых насосах из-за совершенно разных требований к профилю, все равно можно вывести гипотезы, связанные с предметом исследования. К ним относятся: 1. Профили с бугорками не достигают максимального коэффициента подъемной силы (cL) профиля без бугорков, но демонстрируют лучшие характеристики подъемной силы в зоне после сваливания; 2. Коэффициент сопротивления (cD) профилей с бугорками будет несколько выше при углах без отрыва потока по сравнению с эталонным крылом; 3. Подъёмная способность профиля с бугорками зависит от используемой конфигурации;

a. Меньшие амплитуды приводят к более высокой максимальной подъемной силе, но лишь к незначительному улучшению состояния после сваливания; б. Большие амплитуды приводят к снижению максимальной подъемной силы, но к лучшему поведению после сваливания; 4. На бугорчатых крыльях можно ожидать более плавного сва базовое крыло.

Эти гипотезы должны быть проверены в настоящем исследовании с использованием CFD-моделирования.

3. Метод

Как уже упоминалось, результаты предыдущих исследований не могут быть перенесены, отчасти из-за различных требований к профилю осевых насосов. Поэтому выбор профиля и выбор конфигураций бугорков, подлежащих моделированию, будут обсуждаться здесь сначала, прежде чем будет описана настройка моделирования CFD.

3.1. Выбор профиля и выбранные конфигурации

Основные требования к профилю осевых насосов включают стройность в сочетании с большим запасом толщины, что позволяет снизить пик всасывания на передней кромке и, следовательно, сделать лопатки насоса менее склонными к кавитации. Кроме того, для обеспечения высокой эффективности насоса желателен высокий максимальный коэффициент скольжения в расчетной точке [9]. Выбранный Goe11K показан на рисунке 2.

Этот профиль отвечает этим требованиям [10] и уже использовался в осевых насосах на кафедре динамики гидросистем Берлинского технического университета; следовательно, результаты предыдущих испытаний можно сравнить.

Были смоделированы четыре конфигурации бугорчатых крыльев и базовая версия для исследования множества различных конструкций при сохранении вычислительных затрат на разумном уровне. Предварительный выбор амплитуд и длин волн был сделан с учетом

Machine Translated by Google

анализ, проведенный Hansen et al. [8]. В результате этих исследований были выбраны конфигурации, которые оставались в пределах предположительно многообещающего диапазона. Четыре конфигурации были созданы путем объединения двух значений амплитуды и двух значений длины волны. Выбраны амплитуды A = 0,04·c и A = 0,12·c, а длины волн составляют w = 0,2·c и w = 0,4·c. За ось, вокруг которой колеблется заданная синусоида, принималась передняя кромка базового крыла. Это было сделано для того, чтобы проекционная площадь крыла на модифицированных крыльях была такой же, как на эталоне. Четыре полученные конфигурации показаны на рисунке 1. Этими крыльями обеспечивается соотношение амплитуды и длины волны A/w от 0,1 для самых гладких до 0,6 для самых острых бугорков. Каждая из четырех конфигураций и опорный профиль без бугорков моделировались в диапазоне α от 0 до 24 с шагом 3, с числом Рейнольдса Re = 1,5 × 10^6.



Рисунок 2. Выбранный профиль Goe11K.

3.2. Настройка CFD

Модель CFD была настроена с использованием OpenFOAM в соответствии с общей информацией и рекомендациями по настройке CFD, например, от Schwarze [11]. Представленная модель CFD отражает переходное и несжимаемое состояние потока и использует подход RANS. Турбулентность в области моделируется с использованием модели k–ω SST (описанной в [11]) – модели с двумя уравнениями, которая хорошо отражает турбулентность в набегающем потоке и пограничном слое. Добавляя только две новые переменные, турбулентную кинетическую энергию (k–[Дж/кг]) и удельную скорость диссипации (ω-[1/с]), время вычислений сохраняется на разумном уровне, при этом обеспечивая хорошее представление турбулентности в области. Благодаря этим свойствам он является отраслевым стандартом и используется в этой статье.

Расчетная область (см. рисунок 3) была спроектирована так, чтобы представлять собой бесконечную лопасть. Поэтому обе боковые стенки были поставлены в состояние симметрии.

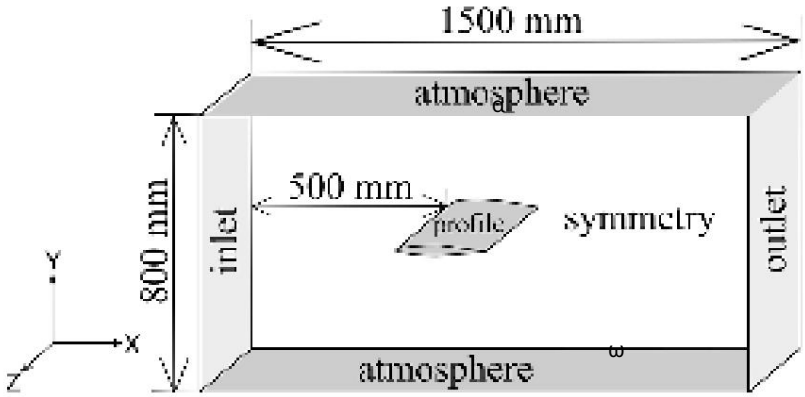
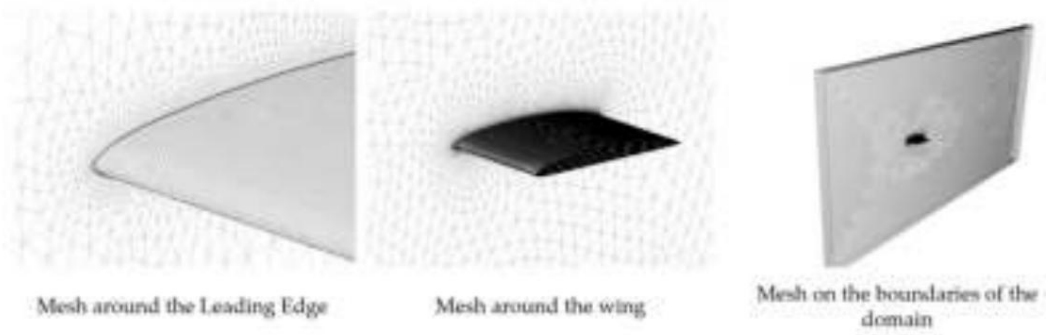


Рисунок 3. Расчетная область.

Сетка, созданная с помощью программного обеспечения SALOME с открытым исходным кодом, представляет собой неструктурированную сетку (сравните рисунок 4), состоящую примерно из двух миллионов ячеек. Ячейки набегающего потока представляют собой тетраэдры, а пограничные слои вокруг крыла разрешаются с помощью слоев призм. Поскольку пристеночная функция не использовалась, разрешение пограничных слоев было необходимо для обеспечения точных прогнозов сопротивления и подъемной силы. Максимальное соотношение сторон всех сгенерированных сеток составляло около 90, а максимальная неортогональность всех сеток составляла около 65. Таким образом, качество сетки достаточно для использования по назначению

Machine Translated by Google



Рису нок 4. Стру кту ра се тки.

Ре ше ние осу ще ствл ялось с помощьюре шате л я pisoFoam, испол ьз у ю ще г о ал г оритм PISO. Для дискре тиз ации был а вы брана схе ма «Л инейная против ве тра» второ г о порядка [12]. те рмины расхож дения. Для ч л е нов Л апл аса был а вы брана л инейная инте рполяция для диффу з ии коэ ффице нт и явная не ортог онал ьная корре кция с поправо ч ным коэ ффице нтом, у станов л е нным равным 1 был вы бран для норма л ьных у клонов пове рхности. Для дал ьне йше г о у стране ния не ортог онал ьности два внутре нних испол ьз овал ись не ортог онал ьные корре кторы у равне ния давл е ния. Л инейная инте рполяция Схе ма так ж е испол ьз овал ась для г радие нтных ч л е нов. Не явная схе ма Кранка – Никол сона. Схе ма с коэ ффице нтом сме шивания 0,7 испол ьз овал ась для вре ме нной дискре тиз ации. Вре ме нной ша г был а ре ше на с ре г у л иру е мым ша г ом по вре ме ни и фиксированным ма к сима л ьным кол ич е ством КЛ Л , равным 7 для все х симу л яции. Моде л иру е мое физ ич е ское вре мя состав л я л о 0,3 с. В конце моде л иру е мо г о вре ме ни ква з истационарное состояние ил и пе риодич е ское состояние дости г ал ось для все х симу л яций.

3.3. Иссл е дование се тки

Иссл е дование се тки был о прове де но для то г о, ч тобы г арантировать не з ависимость ре з у л ьтатов от се тки. Ч тобы иссл е довать вл ияние раз ре ше ния се тки на ре з у л ьтаты, был и испол ьз ованы ч е ты ре раз л ич ных раз ре ше ния. был и испы таны с баз овым кры л ом при α = 6 с испол ьз ование м пе ре ходной у станов ки, описанной вы ше . К изме нить раз ре ше ние се тки, не ско л ько пара ме тров, таких как ско рость роста яч е е к и тол щина пе рво г о сл оя приз ме нных сл оев и, те м самым, бе з раз ме рное расстояние ме ж ду сте нками (y+), был и адаптированы. Для хоро ших ре з у л ьтатов тре бование y+ < 5 до л ж но быть дости г ну то во все х яч е йках. у сте нки, ч тобы у де рж ивать кл е тки вну три вя з ко г о подсл оя [11].

В табл ице 1 прив е де ны у сре дне нные по вре ме ни коэ ффициенты сил ы, относите л ьная пог ре шность обоих коэ ффициентов. по сравне нию с само й ме л кой се тко й и ма к сима л ьное з нач е ние y+ для иссл е дования се тки. Э то можно у видеть ч то пл охое раз ре ше ние се тки ока з ывает з нач ите л ьное вл ияние на расч е тное сопротив л е ние . Ме ж ду два х самых вы соких раз ре ше ниях з нач е ние сопротив л е ния не ме няется бол е е ч е м на два проце нта, ч то де л ает воз никающ ую ошибку те рпимой. Ма к сима л ьное з нач е ние y+ для э то го раз ре ше ния вы ше пяти. К Ч тобы сэ кономить вре мя вы ч исл е ний, для данно го иссл е дования был о вы брано раз ре ше ние о ко л о два х ми л л ионов яч е е к, потому ч то то л ько о ко л о 0,5% кл е ток на пове рхности кры л а име л и з нач е ние y+ бо л ьше пяти.

Таб л ица 1. Обз ор иссл е дования се тки.

Кол ич е ство яч е е к в Ми л л ион	Ма кс да+	компакт-диск [-]	кл [-]	Ошибка в компакт-диске [%]	Ошибка в сл [%]
0,52	8.809	0,0281	0,998	47	0,5
1,42	7.942	0,0235	1,005	23	1.2
2.195	6.01	0,0194	1,007	1,6	1,4
4.210	3,74	0,0191	0,993	-	-

Постро е нная имитационная моде л ь был а прове ре на пу те м сравне ния моде л иру е мо г о подъе ма и пове де ние пе ре таскивания баз ово г о профи л я Goe11K с данными профи л я из Riegels [10]. Ре з у л ьтаты, показанные на рису нке 5, показ ываю т хоро ше е сог л асие по подъе мной си л е и раз у мное сог л асие по сопротив л е нию, при э том наибо л ьшая ошибка прог но з а состави л а 34% при α = 0 .

Machine Translated by Google

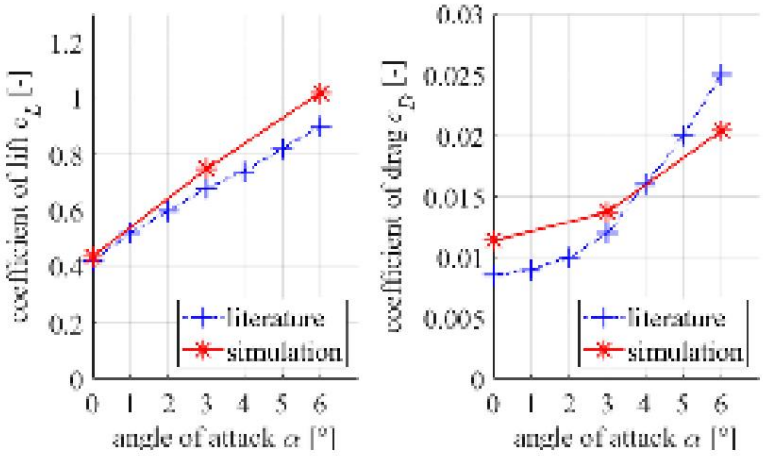


Рисунок 5. Сравнение результатов моделирования и данных профиля Ригелса [10].

4. Результаты

Сначала представляются результаты моделирования с использованием рассчитанных коэффициентов и затем проводится качественная оценка с использованием смоделированного распределения давления.

4.1. Количественная оценка

На рисунке 6 показаны результаты для коэффициентов подъемной силы всех бугорчатых версий и базового крыла из моделирования в моделируемом диапазоне от 0 до 24 . Как видно, подъемная сила базового крыла увеличивается с ростом до 18 , где максимальная подъемная сила достигается = 1,6. Дальнейшее увеличение приводит к отрыву потока на передней кромке крыла. Максимальная подъемная сила, достижимая с помощью бугорчатой конфигурации, составляет всего лишь = 1,2. В зависимости от конфигурации бугорков это соответствует максимальной потере подъемной силы около 35%. Более того, было обнаружено, что все конфигурации бугорков демонстрируют более плавное разделение, чем базовая линия.

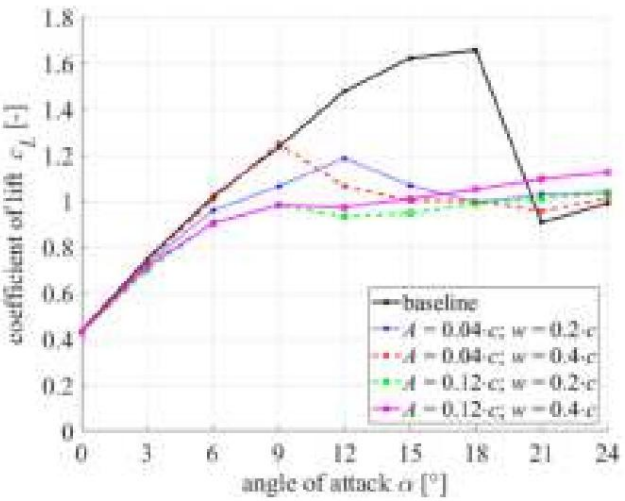


Рисунок 6. Расчетный коэффициент подъемной силы для бугорчатых конфигураций и базовой линии.

Кроме того, все бугорчатые конфигурации имеют более высокий коэффициент подъемной силы в послестопорной зоне, чем эталонное крыло. Улучшение подъемной силы после сваливания наибольшее при = 21 , где бугорки улучшают подъемную силу до 20%.

На рис. 7 показан коэффициент лобового сопротивления , рассчитанный в ходе моделирования для всех версий с измененной передней кромкой. Эталонное крыло было построено в диапазоне . Видно, что сопротивление всех конфигураций между 9 и 18 выше, чем на немодифицированном крыле. В зоне после сваливания базового крыла три из четырех протестированных конфигураций бугорков обеспечивают меньшее сопротивление, чем немодифицированное крыло.

Machine Translated by Google

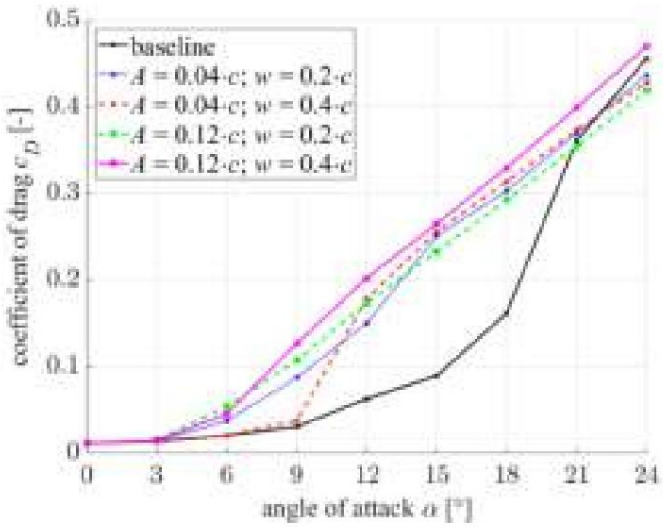


Рисунок 7. Расчетный коэффициент сопротивления cD для бугорчатых конфигураций и базовой линии.

Количественная оценка показала, что на аэродинамические коэффициенты большое влияние оказывает применение бугорков. В следующем разделе исследуются причины такого изменения поведения потока.

4.2. Качественная оценка. В

этом разделе анализируется обтекание бугорчатого крыла с использованием изображений, созданных после постобработки данных моделирования. Исследование начинается при низком значении α и описывает изменения поля течения по мере увеличения α вплоть до угла отрыва опорного крыла и за его пределами.

На рисунке 8 сравнивается распределение давления на стороне всасывания базового крыла (верхнее крыло на рисунке 7) с распределением давления в одной выбранной конфигурации для α = 3 . Для этого сравнения поверхность окрашена в соответствии с местным давлением, где синий цвет символизирует низкое давление, а оранжевый — высокое. Опорное крыло имеет равномерное распределение давления по всей ширине, тогда как бугорчатое крыло имеет более высокое отрицательное давление в долинах бугорков, чем на законцовках. Наблюдаемое отрицательное давление также превышает пик всасывания эталонного крыла.

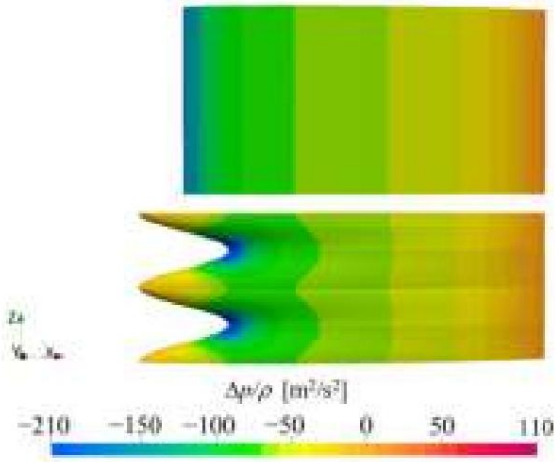


Рис. 8. Распределение давления на базовом крыле и бугорковой конфигурации с A = 0,12·c и w = 0,2·c при α = 3 .

При рассмотрении результатов моделирования было обнаружено, что на моделируемых крыльях с амплитудой A = 0,12·c пара вихрей, которую видно на рисунке 9, начинает развиваться только за бугорковыми долинами на всасывании. сторону при α = 6 и выше. Рисунок 9

Machine Translated by Google

показывает поверхность выбранной конфигурации бугорка, окрашенную в соответствии с местным давлением. Кроме того, линии тока показаны серым цветом, чтобы выделить поток над крылом и показать вихрь за долиной бугорка. Эти вихри, хотя и создают некоторое отрицательное давление и, следовательно, вихревую подъемную силу на поверхности, являются причиной снижения подъемной силы, поскольку вихревая подъемная сила меньше, чем подъемная сила, присутствующая на крыльях с полностью присоединенным потоком; они также являются причиной увеличения сопротивления, наблюдаемого на рисунках 6 и 7 для этих конфигураций. Эти вихри растут с увеличением α.

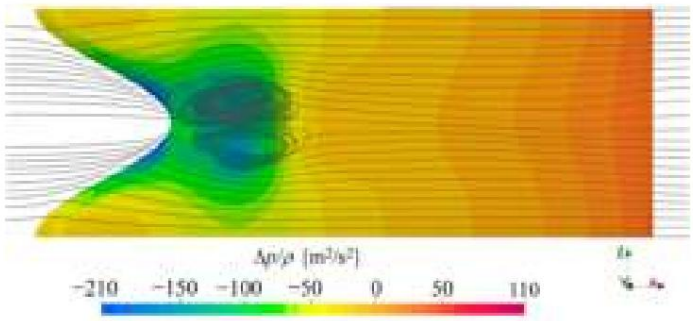


Рис. 9. Пара вихрей на конфигурации с A = 0,12·c и w = 0,2·c при α = 6°, визуализируемая линиями тока постоянного цвета.

Что касается поведения отрыва, было обнаружено, что некоторые конфигурации уже теряют cL по сравнению с базовым крылом при α = 6° в результате упомянутых вихрей. Однако течение на конфигурации с наименьшим отношением амплитуды к длине волны A/w = 0,1, то есть на варианте с наиболее гладкими бугорками, остается полностью закрепленным до α = 9°. При α = 12° поток отрывается на большей части этого крыла, как показано на рис. Рисунок 10, но на концах бугорков все еще присутствует высокое отрицательное давление.

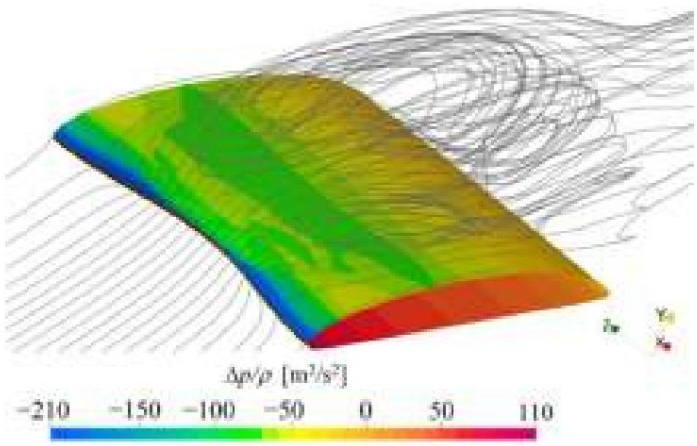


Рис. 10. Течение на конфигурации с A = 0,04·c и w = 0,4·c при α = 12°, визуализируемое линиями тока постоянного цвета.

Поток на опорном крыле остается закрепленным до угла α = 18°. По мере увеличения α давление всасывания на передней кромке возрастает до очень высоких значений. Что касается этих высоких моделируемых отрицательных давлений, следует отметить, что при использовании вводе в этих точках может возникнуть кавитация, что сильно влияет на поведение насоса.

Выше α = 18°, крыло без бугорков глохнет и достигнутая подъемная сила быстро снижается. Для сравнения, при таких высоких значениях α поток на крыле с бугорками все еще прикрепляется к небольшим частям крыла за концами бугорков (см. рис. 11).

Machine Translated by Google

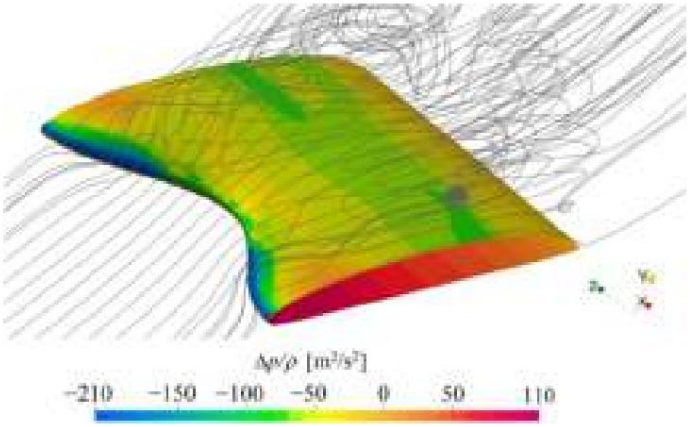


Рис. 11. Частично присоединенное течение на бугорчатом крыле с A = 0,12·c и w = 0,2·c при α = 21 , визуализируемое линиями тока постоянного цвета.

5. Обсуждение

Результаты моделирования показывают, что для выбранного профиля можно обнаружить улучшение настройки и числа Рейнольдса в подъемной силе после сваливания, в то время как при более низких α наблюдаются потери. Таким образом, первая гипотеза подтверждается. Однако масштабы этой тенденции недооценены и кажутся большими по сравнению с литературными данными, например [6]. Потеря подъемной силы в предсвалловой зоне значительна и составляет около 35%, тогда как улучшение в послесвалловой зоне меньше и составляет от 10% до 20%. Лучше всего протестирована конфигурация с амплитудой A/c = 0,12 и длиной волны w/c = 0,4. Хотя потери этой версии на малых углах сравнимы с потерями версии с той же амплитудой бугорка, подъемная сила является максимальной для всех конфигураций бугорка от α = 18 вверх.

Что касается второй гипотезы, поскольку значения сопротивления в области примыкающего потока должны быть несколько выше для бугорчатых версий, можно утверждать, что общая тенденция опять же следует этой гипотезе, но степень увеличения сопротивления больше, чем ожидалось, с увеличением примерно на 50% по сравнению с базовым уровнем, что больше, чем ожидалось. Поэтому гипотезу нельзя проверить, так как ожидалось лишь небольшое увеличение лобового сопротивления, однако результаты показали довольно значительное увеличение.

Отличающиеся результаты по сравнению с литературными можно объяснить множеством факторов. Во-первых, выбранный профиль Goe11K с толщиной хорды 7,5% тоньше описанных в литературе профилей. Он разработан для достижения высокого качества планирования при низких значениях Это приводит к значительному увеличению сопротивления, когда за бугорком начинают появляться вихри, с долинами при α = 6 , где сопротивление двух конфигураций бугорка увеличивается более чем в два раза (ср. Рисунок 6). Во-вторых, подход с бесконечным крылом не показывает преимущества бугорков, созданных с помощью подавления потока по размаху, что можно увидеть при сравнении результатов Микловича и др. [3] и Цай и др. [6]. При использовании модели бесконечного крыла третий рабочий механизм бугорков (см. раздел 2) не улучшает обтекание крыла, поскольку поток по размаху отсутствует из-за отсутствия градиента давления по размаху или сил, которые необходимо подавлять. Однако эффекты в размахе, которые ожидаются в насосе с осевым потоком, принципиально отличаются от тех, которые наблюдаются на типичном конечном крыле, например, из-за корпуса, который подавляет образование концевых вихрей. Следовательно, нельзя ожидать, что улучшения, наблюдаемые в модели конечного крыла, будут перенесены в это приложение. В-третьих, исследование Dropkin et al. [13] показали, что максимальная подъемная сила бугорчатого крыла не увеличивается так же, как максимальная подъемная сила немодифицированного крыла при более высоких Таким образом, выбранное число Рейнольдса Re = 1,5 × 106 , которое является высоким по сравнению с большинством исследований по применению бугорков, приводит к большей разнице в максимальной подъемной силе между конфигурациями базового крыла и бугорков. Наконец, следует отметить, что подъемная сила базового крыла при высоких углах α от 12° до 18° может быть частично объяснена смоделированными высокими отрицательными давлениями. При использовании бугорков в осевом насосе с водой в качестве перекачивающей среды такое высокое отрицательное давление может привести к кавитации на передней кромке, и, следовательно, подъемная сила будет

Machine Translated by Google

быть уменьшено. В результате разница в подъемной силе между конфигурациями бугорков и базовым крылом при этих значениях α в действительности может быть меньше.

Третья гипотеза, утверждающая, что поведение подъемной силы зависит от выбранной конфигурации бугорка, подтверждается результатами моделирования. Версии с более низкой амплитудой повторяют наклон подъемной силы неизменного крыла до α = 9 и достигают более высокой максимальной подъемной силы в предсваловой зоне базовой линии, чем версии с более высокой амплитудой. Кроме того, эти конфигурации демонстрируют внезапное . Это связано с уменьшение подъемной силы при α = 9 или α = 12 , поскольку при этих значениях α сваливания крылье вимеют большую площадь, что снижает подъемную силу. Этот эффект не может наблюдаться в конфигурациях бугорков с более высокой амплитудой. Подъемная сила не увеличивается так сильно при низких α, как у других версий, но и не падает заметно ни при каких α. Это связано с более плавным разделением этих крыльев. В области после срыва только версия с длиной волны с w/c = 0,4 имеет лучшее значение подъемной силы, чем конфигурации с меньшей амплитудой. Возможно, это связано с тем, что отношение амплитуды к длине волны слишком велико для конфигурации с A/c = 0,12 и w/c = 0,2.

Можно принять и четвертую гипотезу, касающуюся характеристик сваливания. Поведение бугорчатых версий при разделении действительно более плавное, чему базового крыла. Хотя ни одна версия с бугорками не демонстрирует быстрого снижения подъемной силы, как базовая линия, версии с низкой амплитудой с A/c = 0,04·с демонстрируют небольшое снижение подъемной силы при α = 9 и α = 12 , соответственно. Напротив, кривая подъемной силы для крылье вс более высокой амплитудой не показывает снижения подъемной силы ни при каком α.

6. Выводы

Из результатов моделирования и исследований, представленных в разделе 2, можно сделать вывод, что преимущество бугорков проявляется в рабочих точках, где вероятен отрыв потока на немодифицированных крыльях/лопастях. Для насосов с осевым потоком это происходит в рабочих точках значительно ниже расчетной точки. Моделирование показало, что оптимизированная конфигурация бугорков может улучшить подъемную силу на 20% в этих точках, сохраняя при этом аналогичные значения сопротивления. Это связано с тем, что бугорки не только задерживают отрыв потока, возбуждая пограничный слой на задней кромке, но также локально ограничивают возникающие зоны отрыва. В результате поток должен дольше оставаться прикрепленным к большим частям лопастей.

Кроме того, применение бугорков также, скорее всего, уменьшило бы или полностью устранило бы явление «срыва вращения», описанное в [9], когда заглохшая область вращается в противоположную лопастям сторону. Это связано с более плавным разделением бугорчатых лопастей по сравнению с версией с обычной передней кромкой.

Относительно числа Рейнольдса можно сделать вывод, что выбранное число Рейнольдса Re = 1,5 × 10, который был выбран на основе существующего насоса с наружным диаметром насоса (dA–[мм]) dA = 149 мм, средней длиной хорды около с = 100 мм и частотой вращения (n–[об/мин]) n = 2865 об/мин в расчетной точке, снижает положительный эффект бугорков. Использование туберкулов в осевых насосах с меньшим числом Рейнольдса из-за меньшей длины хорды лопаток или меньшей скорости вращения могло бы оказаться более выгодным.

В расчетной точке, которая будет находиться примерно при α = 3, там, где на эталонном крыле достигается наивысшее качество планирования, подъемная сила и сопротивление бугорковых конфигураций сильно не меняются, а максимальное качество планирования снижается с 54 до примерно 50 в зависимости от выбранной конфигурации. Однако при увеличении α эффективность и подъемная сила неизменного крыла не могут быть достигнуты с бугорками. По сравнению с исследованиями, показанными в разделе 2, разница между неизменными и бугорчатыми крыльями в представленном моделировании больше . Причинами этого были выбор профиля, число Рейнольдса и подход с бесконечным крылом. Что касается выбора профиля, то бугорки кажутся менее эффективными для профилей, необходимых для осевых насосов, чем для более толстых профилей, используемых для других прим
Что касается выбранной модели бесконечного крыла, то верно, что лопасти осевого насоса не имеют свободного конца, как, например, на крыльях самолета, где ожидается поток по размаху из-за кожуха вокруг лопастей. Однако все же можно ожидать некоторого поперечного потока из-за центробежных сил или частичного разделения потока на лопастях.

Machine Translated by Google

Еще одним важным фактором, влияющим на осевые насосы, является кавитация. В дискуссии уже кратко упоминалось, что появление кавитации может изменить результаты. Однако моделирование не было настроено для отражения этого явления, и, следовательно, влияние кавитации не могло быть исследовано. Исследования Джохари [7] показывают, что бугорки влияют на поведение кавитации в зависимости от выбранной конфигурации. В данной работе [7] было испытано крыло с NACA 634-021 с различной конфигурацией бугорков при Re = 7,2 × 105 и диапазоне α от 12 до 24. Для версий с низкой амплитудой и более высокой длиной волны характеристики кавитации аналогичны характеристикам базового крыла. Листовая кавитация возникает по всей передней кромке крыла и увеличивается в размерах с увеличением α. Для конфигураций с более высокими амплитудами и меньшими длинами волн кавитация возникает раньше, чем на базовом крыле, но ограничивается областями за долинами бугорков для всех α. На этих крыльях листовая кавитация не проявилась. Поскольку кавитация на этих крыльях затрагивает только область за впадинами бугорков, подъемная сила все равно может создаваться на конциках бугорков. Поскольку моделирование показало, что большая часть подъемной силы создается в затронутой области, остается неясным, действительно ли общая подъемная сила, создаваемая этими конфигурациями в условиях кавитации, выше, чем на немодифицированном крыле.

Тем не менее, вполне вероятно, что подъемная сила будет более равномерной из-за более плавного разделения. крылье с бугорками увеличивает рабочий диапазон насоса, улучшая его применение.

В целом ожидается, что бугорки на осевых насосах принесут общее улучшение, если требуется широкий рабочий диапазон, хорошая эффективность и высота всасывания, особенно на низких скоростях, которые значительно ниже рабочей точки.

7. Резюме и перспективы

Из-за отсутствия исследований по применению бугорков в осевых насосах целью данного исследования было определение возможного влияния бугорков при их использовании на лопастях осевых насосов. Для моделирования был выбран профиль Goe11K, поскольку он представляет собой тонкий профиль с большим запасом толщины, следовательно, хорошо подходит для использования в осевых насосах.

Число Рейнольдса было выбрано равным Re = 1,5 × 106 на основе существующего осевого насоса, испытанного ранее. Четыре бугорчатых крыла были выбраны на основе результатов более ранних исследований [7,8], охватывающих хороший диапазон амплитуд и длин волн. Моделирование было настроено как переходное и несжимаемое CFD-моделирование в OpenFOAM. Был использован подход бесконечного крыла. Эта установка была выбрана для того, чтобы сохранить вычислительные затраты на разумном уровне и позволить исследовать четыре конфигурации бугорков в большом диапазоне α. Было проведено исследование независимости сетки, чтобы убедиться, что результаты не зависят от дискретизации области. Результаты моделирования показывают лишь небольшие улучшения в области после свалившихся из-за бугорков передней кромки, в то время как значительное снижение максимальной подъемной силы наблюдалось в области перед свалившимся. Это было связано с выбранным числом Рейнольдса, выбором профиля и моделью бесконечного крыла. В ходе обсуждения также рассматривался аспект, выходящий за пределы имитационной модели, а именно «срыв вращения», что привело к выводу, что польза от бугорков при более низких числах Рейнольдса может быть выше, чем при моделировании. Кроме того, результаты моделирования показали, что бугорчатые крылья имеют более плавное разделение. Этот выигрыш, ведущий к более широкому рабочему диапазону, по-прежнему достигается за счет меньшей подъемной силы и более высокого сопротивления в расчетной точке.

Несмотря на это, утверждалось, что бугорки могут улучшить осевые насосы, используемые при более низких числах Рейнольдса, когда выбрана подходящая конфигурация бугорков и необходима хорошая высота всасывания при низких скоростях, которые значительно ниже расчетной точки.

Дальнейшие исследования должны выяснить, могут ли эти результаты быть перенесены в приложения в осевых насосах, как и ожидалось, или же другие эффекты, еще не рассмотренные, такие как центробежные силы, доминируют в потоке. С этой целью в настоящее время на кафедре динамики гидросистем Берлинского технического университета создается испытательный стенд в соответствии с ISO 9906. Это будет использовано для исследования того, в какой степени бугорки на передней кромке лопаток трехлопастного рабочего колеса осевого насоса с профилем Goe11K, использованного в моделировании, изменяют эффективность, напор, энергопотребление и поведение кавитации.

Machine Translated by Google

Вклад авторов: Концептуализация, доктор медицинских наук; методология, МД и ФН; программное обеспечение, ФН; валидация, MD, FN и PUT; формальный анализ, ФН; расследование, MD и FN; ресурсы, MD и PUT; курирование данных, FN и MD; письменное – подготовка оригинального проекта, MD и FN; написание — рецензирование и редактирование, MD и PUT; визуализация, МД и ФН; надзор, ПУТ; администрация проекта, д.м.н. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Не применимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: данные содержатся в статье. Дополнительные данные и информация из этого исследования доступны по запросу у соответствующего автора.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Фиш, FE; Баттл, Дж М. Гидродинамическая конструкция плавника горбатого кита. Дж Морфол. 1995, 225, 51–60. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]
2. Ван Ньероп, Э.А.; Альбен, С.; Бреннер, член парламента. Как удары на ластах кита задерживают сваливание: аэродинамическая модель. Физ. Преподобный Летт. 2008, 100, 54502. [CrossRef] [ПабМед]
3. Миклосович, Д.С.; Мюррей, ММ; Хоул, Луизиана; Рыба, FE передние бугорки задерживают срыв горбатого кита (Megaptera novaeangliae) Ласты. Физ. Жидкости 2004, 16, L39–L42. [Перекрестная ссылка]
4. Педро, К.; Кобаяши, М. Численное исследование задержки сваливания ласт горбатых китов. В материалах 46-й AIAA. Встреча и выставка по аэрокосмическим наукам, Рино, Невада, США, 7–10 января 2008 г.
5. Кустодио, Д. Влияние выступов, похожих на горбатых китов, на характеристики подводных крыльев. Магистерская диссертация, Вустерский политехнический институт. Институт Ника, Вустер, Массачусетс, США, 2007 г.
6. Кай, К.; Цзо, ЗГ; Лю С.Х.; Ву, ЮЛ; Ван, Ф.Б. Численные оценки влияния выступов передней кромки на статические и динамические характеристики сваливания профиля крыла. Конференция ИОП. Сер. Матер. наук. англ. 2013, 52, 52006. [CrossRef]
7. Джохари, Х. Влияние выступов передней кромки на характеристики профиля крыла. AIAA J. 2007, 45, 2634–2642. [Перекрестная ссылка]
8. Хансен, КЛ; Келсо, РМ; Далли, Б.Б. Варианты характеристик бугорков передней кромки для различных профилей профиля крыла. АИАА Дж. 2011, 49, 185–194. [Перекрестная ссылка]
9. Пфлайдерер, К.; Петерманн, Х. Strё мунгсмашинен, 7-е изд.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2005.
10. Ригельс, Выбораэродинамического профиля FW. Результатыисследованийваэродинамической трубе; Баттерворт и компания: Лондон, Великобритания, 1961 год.
11. Шварце, Р. CFD-Modellierung; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2013.
12. Численные схемы OpenCFD Ltd., Документация OpenFOAM. 2023. Доступно онлайн: https://www.openfoam.com/documentation/user-guide/6-solving/6.2-numerical-schemes#x23-890115 (по состоянию на 8 июня 2023 г.).
13. Дропкин А.; Кустодио, Д.; Хенох, CW; Джохари, Х. Расчет поля течения вокруг профиля с выступом на передней кромке. предки. Дж Эйркр. 2012, 49, 1345–1355. [Перекрестная ссылка]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Моделирование трехмерного потока с помощью гибридной двухфазной системы Решатель для оценки транспорта жидкости/газа в Центробежный насос спирального типа с витыми лопастями †

Маркус Хундсхаген [1,*], Кевин Рэйв [1], Майкл Мансур [2,3], Доминик Тевенен [3] и Ромуальд Шкода [1]

[1] Кафедра гидравлического оборудования, Рурский университет, Бохум, Universitätsstr. 150, 44801 Бохум, Германия
[2] Факультет машиностроения, инженерный факультет – Маттария, Хелуанский университет, Каир 11718, Египет
[3] Лаборатория гидродинамики и технических потоков, Магдебургский университет «Отто фон Герике», 39106 Магдебург, Германия
* Адрес для переписки: markus .hundshagen@ruhr-uni-bochum.de

† Этот документ также был опубликован в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Предлагается гибридный решатель двухфазного потока, основанный на модели двух жидкостей Эйлера-Эйлера с непрерывным смешиванием метода объема жидкости, когда необходимо решить границы раздела фаз когерентных газовых карманов. В предыдущем исследовании двумерного лопастного исследовательского насоса с пониженной скоростью вращения переход от пузырькового потока к когерентным устойчивым газовым карманам, наблюдаемый в оптических экспериментах с потоком жидкость/газ, мог быть хорошо учтен гибридным решателем. В настоящем исследовании экспериментальная проверка решателя распространена на центробежный насос промышленного масштаба с закрученными трехмерными лопастями и повышенной расчетной скоростью вращения. Решатель объединен с моделью баланса населения и использует масштабно-адаптивную модель турбулентности. По сравнению с двумерным лопастным насосом переход от потока агломерированных пузырьков к присоединенным газовым карманам смещается в сторону большей загрузки газа, что хорошо фиксируется моделированием. Также воспроизводится падение напора насоса при увеличении газовой нагрузки, что показывает применимость гибридного решателя для реалистичных условий эксплуатации насоса.

Ключевые слова: транспорт жидкости/газа; радиальные центробежные насосы; вычислительная гидродинамика; гибридный двухфазный решатель; моделирование баланса населения; масштабно-адаптивное моделирование

check for updates

Цитирование: Хундсхаген, М.; Рейв, К.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода, Р. Трехмерное моделирование потока с помощью гибридного двухфазного решателя для оценки транспорта жидкости/газа в центробежном насосе спирального типа с закрученными лопатками. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 28. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030028 .

Академический редактор: Жерар Буа

Поступила: 12 июня 2023 г.
Пересмотрено: 16 июня 2023 г.
Принято: 1 августа 2023 г.
Опубликовано: 30 августа 2023 г.

Копирайт: © 2023 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 насосы радиального спирального типа часто требуются в промышленных процессах для транспортировки многофазных потоков, состоящих из жидкости и неконденсируемого газа. Однако они обычно предназначены для транспортировки чистых жидкостей, поэтому даже небольшая загрузка газа, т. е. объемная доля газа на входе ε 3% [1], может вызвать значительные нарушения в транспортировке. В худшем случае может произойти даже полный выход из строя головки насоса [2], а нестабильность потока может привести к разрушению компонентов насоса.

Разрешение экспериментальных измерений по своей сути ограничено [3,4]. Как указывают, например, Yin et al. [5] и Де Сантис и др. В [6] компьютерное гидродинамическое моделирование (CFD) потока жидкости/газа обеспечивает большое количество информации о локальном потоке и может дополнять экспериментальные результаты. В предыдущем исследовании [7] мы представили гибридный двухфазный (H2P) решатель для трехмерного моделирования потока воды/воздуха в насосе. Прозрачный исследовательский насос с двумерной конструкцией цилиндрических лопастей обеспечивает детальный оптический доступ и уникальную базу данных для проверки. Однако скорость рабочего колеса была снижена до n = 650 мин-1, чтобы защитить поврежденный прозрачный материал рабочего колеса. Было показано, что переход морфологии потока от диспергированного пузырькового потока к сегрегированному карманному потоку фиксируется решателем H2P. В текущем исследовании экспериментальная проверка решателя H2

Machine Translated by Google

к центробежному насосу спирального типа промышленного масштаба с закрученными лопастями 3D и расчетной частотой вращения n = 1450 мин-1, что значительно превышает соответствующую расчетную скорость лопастного насоса 2D, использованного Hundshagen et al. [7].

Данные экспериментальной проверки необходимы для оценки моделей CFD, а оптические данные поля двухфазного потока обеспечивают надежную основу для проверки. Например, Стел и др. [8,9], Он и др. [10], Чжан и др. [11], Парих и др. [12] , а также авторы настоящей статьи [7] использовали данные оптических измерений для прогнозирования распределения газа внутри 2D-лопастных рабочих колес в исследованиях CFD. Недавние эксперименты по высокоскоростной визуализации [1,13–18] подтвердили существование газовых карманов внутри каналов рабочего колеса насоса, которые блокируют часть канала лопаток, что делает направление потока неэффективным и вызывает падение напора. На основе оптических измерений, а также характеристик падения напора, несколько авторов [1,8,13–15,19–24] предоставили карты производительности транспортировки смеси. В зависимости от объемного расхода и объемной доли входного газа некоторые авторы [1, 13–15] наблюдали переход от пузырькового течения к установившемуся скоплению газа в лопаточном канале и ввели классификацию по режиму течения. карты. Экспериментальные исследования Мансура и др. [1,13–15] и соответствующее моделирование с помощью решателя H2P, выполненное Hundshagen et al. Однако [7] были ограничены 2D-лопастным рабочим колесом на пониженной скорости, как упоминалось выше. В исследованиях, в которых использовались трехмерные закрученные лопасти, оценка моделей CFD ограничивалась интегральными характеристиками насоса, такими как характеристики напора насоса или внутренний КПД [25,26]. В этом исследовании были выполнены оптические измерения трехмерного лопастного рабочего колеса с повышенной расчетной скоростью, которые использовались для проверки решателя H2P, что является основной новинкой этого исследования.

Результаты оптических экспериментов, предоставленные Mansour et al. [15] и Парих и др. [12] также отметили, что существуют значительные различия в размерах пузырьков газа внутри насоса. Чен и др. [27] даже пришли к выводу, что коалесценция является одним из основных механизмов образования газовых карманов. Вдохновленный наблюдениями, сделанными в экспериментах, решатель H2P расширен моделью баланса населения (PBM) для учета полидисперсности пузырьков, что является еще одной новинкой этого исследования. Применяется метод классов Ло [28] вместе с моделями слияния и распада.

Высокая нестационарность отдельных войдных областей наблюдалась в экспериментах Мансура и др. [15] и Ляо и др. [29], что также подтверждается просмотром видео последовательностей в данном исследовании. В переходной зоне между пузырьковым и карманным режимами течения присутствуют чередующиеся нестационарные карманы. Даже по своей природе устойчивые области прилипших пустот в режиме карманного течения демонстрируют нестационарный след [7]. Статистические модели турбулентности могут оказаться непригодными для разрешения областей сильно нестационарного течения, наблюдаемых в экспериментах, поэтому предпочтительным является подход разрешения масштаба турбулентности. Подход масштабно-адаптивного моделирования (SAS) Егорова и Ментера [30] вместе с гибридным решателем H2P уже применялся в нашем предыдущем исследовании [7]. В этом исследовании также принята трактовка турбулентности SAS . Поток жидкости/газа исследуется с точки зрения системы вода/воздух ниже . Эта рукопись соответствует нашей статье , опубликованной в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению [31].

2. Эксперименты

2.1. Экспериментальная установка и характеристики

Трехмерное изображение насоса и фотография испытательной установки представлены на рисунке 1. Корпус насоса и рабочее колесо изготовлены из прозрачного акрилового стекла и прозрачного поликарбоната соответственно, что позволяет визуализировать поток. Картины двухфазного потока фиксируются с помощью двух высокоскоростных камер с разрешением 2016 × 2016 пикселей. Камеры расположены в осевом (камера 1) и изометрическом (камера 2) видах, как показано на рисунке 1б.

Акриловое стекло, поликарбонат и вода имеют разные оптические показатели преломления. В данном исследовании для непосредственного сравнения с результатами моделирования используются только изображения, полученные камерой 1 , а изображения с камеры 2 служат средством дополнительного визуального контроля зон скопления воздуха. Расположение камеры 1 ортогонально стенке кожуха. Поэтому предполагается, что влияние рефракции незначительно. Для более количественного

Machine Translated by Google

Для сравнения фактическое расположение и размер пузырьков можно откалибровать и дважды проверить на основе геометрических размеров насоса, таких как диаметр рабочего колеса и толщина лопаток. Однако это выходит за рамки данного исследования. Шесть светодиодных ламп расположены вокруг корпуса насоса для освещения потока, как показано на рисунке 1а, что делает видимыми границы раздела вода/воздух. Пунктирный прямоугольник на рисунке 1а обозначает окно, в котором наблюдаются картины двухфазного течения. Применяется скорость вращения n = 1450 мин-1 , что приводит к удельной скорости около nq = 24 мин-1 , согласно определению Гюлиха [32], и соответствует безразмерной удельной скорости Ns = 0,44. . Использовано полуоткрытое рабочее колесо, меридиональный вид которого показан на рис. 2. В экспериментах исследуются два размера зазора наконечника s : s/b2 = 2,5 % и s/b2 = 4,5 %, где b2 — ширина выпускного отверстия. лопаток рабочего колеса .

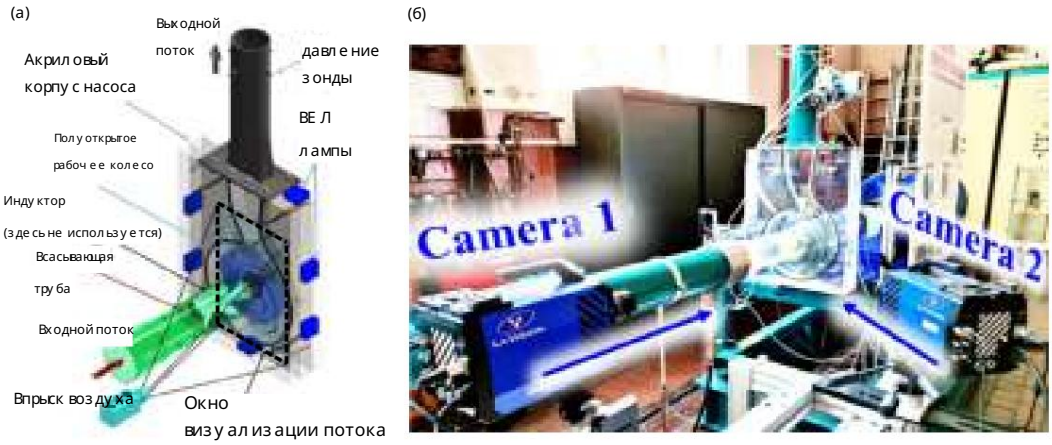


Рисунок 1. Испытательная установка (а) и фотография испытательной установки (б).

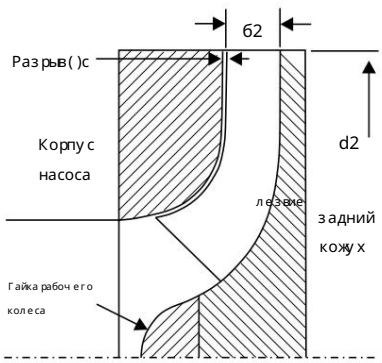


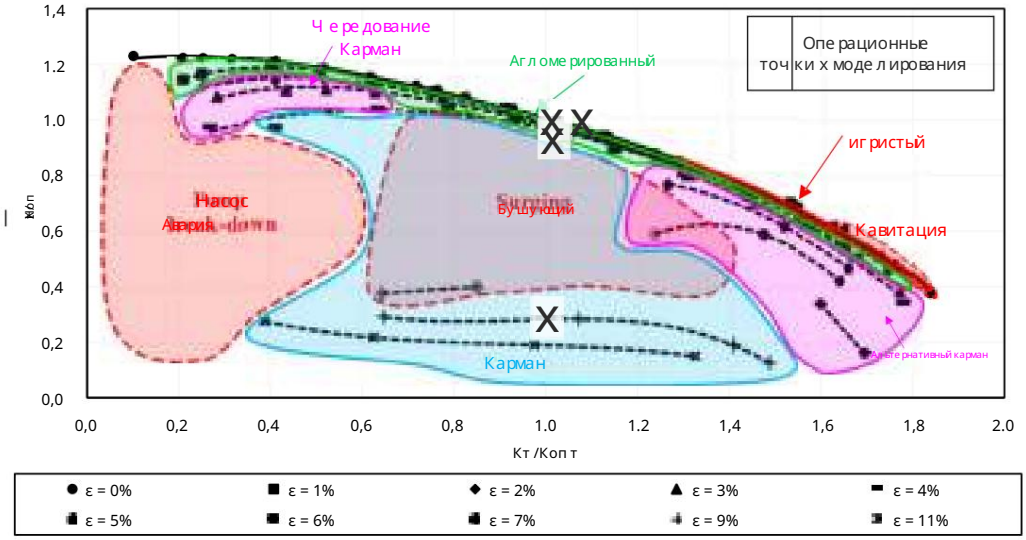
Рис. 2. Эскиз полуоткрытого рабочего колеса, вид в меридиональном направлении.

Установлено, что на структуру пустот существенно не влияет размер зазора наконечника. Поэтому данное исследование фокусируется на меньшем зазоре в зазоре. Объемные расходы воздуха и воды Qa и Qw измеряются отдельно для расчета объемной доли входящего воздуха ε. Разница статического давления на насосе регистрируется для расчета напора насоса. Спектры размеров пузырьков не измеряются. Поэтому мы ограничиваемся качественным сравнением результатов эксперимента и моделирования. Подробности экспериментальной установки, методов измерения и оценки данных представлены в других источниках [1,7,15,33].

2.2. Режимы потока

Карта режима потока, наблюдаемая в экспериментах, с точки зрения напора насоса H в зависимости от общего расхода Qt, изображена на рисунке 3. Можно различить пузырьковый поток, поток агломерированных пузырьков, чередующийся карманный поток и режим карманного потока. Базовая структура режимов по существу соответствует структуре 2D лопастного насоса из нашей предыдущей работы [7]. Однако в отдельных режимах наблюдаются явные сдвиги.

Machine Translated by Google



Рису нок 3. Карта произ водите л ьности напора насоса и ре жимы потока, набл юдае мые в э ксперименте х. Опе рация точ ки, иссл е дованные в ходе м оде л ирования, отме ч е ны з наком «X».

Де та л ьный анал из вл ияния ге оме трии л опаток и расч е тной скорости рабоч е го кол е са на Ре жимы те ч е ния вых одят за рамки данного иссл е дования. Мы огранич имся обсу ждение м э ффе ктов, которые не ме дл е нно пол е зны для прове рки ре шате л я. Напри ме р, ре жим пу з ырькового те ч е ния: пе ре ше л в ре жим пе ре гру з ки, а ре жим те ч е ния аг л ом е рированных пу з ырьков бл из ок к ре жиму номина л ьный расход, пре дпол ожите л ьно потому, ч то у ве л ич е ние скорости у си л ивае т си л ы Кори о л иса, так ч то гради е нт дав л е ния в напра в л е нии попе ре ч ного потока и скл онность к аг л ом е рации пу з ырьков та к же у л у ч шаются. Кроме того, карманный ре жим те ч е ния прису тству е т при дост а точ но бо л ьших з нач е ниях объ е мной до л и прито ч ного воз ду х а ε 9%. Широкий диапа з он помпа ж а ме жду 3% < ε < 9% раз л ич им, ч то о з нач а е т, ч то насос пе ре к л ю ч а е тся ме жду дву мя опе рациями. точ ки. Ч е ре ду ющиеся карманы воз никают то л ько при ч астич ной нагру з ке и пе ре гру з ке, а та к же при у ме ренной воз ду шной нагру з ке. з агру з ка 3% < ε < 7%. Ссы л ка. [15] показа л и, ч то при у ве л ич е нии скорости вра ще ния сме ши в ание воды и воз ду х а и, сл е дова т е л ьно, у л у ч шае тся произ водите л ьность дву хфа з ного насоса. Сл е дова т е л ьно, э то пре дпол а г а е тся, ч то сдви г карманного потока к бо л е е высоким у ровням ε можно объ я сни т ь у ве л ич е ние м расч е тная скорость. Инте ре сно отме ти т ь, ч то ч исло Ре йно л ьдса, оце ни ва е мое рабоч им кол е сом диа ме тр и окру ж ная скорость на вы х оде рабоч е го кол е са одинаковы для настоя ще го насоса и 2D л опастной насос наших пре дыду щих иссл е дований [7], так ч то сдви г ре жима потока карты на бо л е е высокие з нач е ния ε не бы л и э ффе ктом ч исла Ре йно л ьдса. Бо л е е г л у бокий анал из э ксперимента л ьные данные для оце нки карт ре жима те ч е ния оста в ле ны для да л ьне йших иссл е дований. В э том иссл е довании вал идация ме тода H2P для л опастного насоса 3D с повы ше нной расч е тной скоростью фоку с. Поэ тому рассма т ри в аются три рабоч ие точ ки с ε = 1%, 3% и 9%: допо л ните л ьно отме ч е но на рису нке 3. ε = 1% и 3% соотве тству ют аг л ом е рированным пу з ырькам. ре жим те ч е ния, а ε = 9% соотве тству е т карманному ре жиму те ч е ния.

3. Ме тод м оде л ирования

3.1. Ре шате л ь потока

Ре шате л ь H2P из наших пре дыду щих иссл е дований [7,34] принят, и е го основные характе ристики су ммированы з де сь. Э то расши ре ние м оде л и дву х жидкосте й Э й л е ра-Э й л е ра (EE2F) с воз можность не пре ры в но акти в ировать фу нкции объ е ма жидкости (VOF) для пра в ил ьного инте рфе йса раз ре ше ние ко г е ре нтных пу стотных стру кту р. По мне нию Уорд л а и Ве л л е ра [35], бала нс у равне ния для массы и импу л ьса для каждой из те рмич е ской фа з ы (воды и воз ду х а) г л асят:

$$\frac{\alpha\varphi}{\tau} + \cdot\alpha\varphi c\varphi + Ca \underbrace{\cdot cca\varphi 1 \quad \alpha\varphi}_{\text{сжатие интерфейса}} = 0 \qquad (1)$$

Machine Translated by Google

$$\frac{\partial \alpha_\varphi \rho_\varphi c_\varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_\varphi \rho_\varphi c_\varphi c_\varphi = \nabla \cdot \alpha_\varphi \rho_\varphi R_\varphi^{эфф} = \alpha_\varphi \nabla p + C_\beta M_{D,\varphi} + M_{vm,\varphi} + M_{s,\varphi}. \quad (2)$$

Объемная доля, плотность и скорость фазы φ обозначаются символами α_φ, ρ_φ и c_φ соответственно, а $R_\varphi^{эфф}$ представляет собой тензор напряжений, объединяющий рейнольдсовские (турбулентные) и вязкие напряжения. Обратите внимание, что маркировка усредненных по Рейнольдсу величин для удобства опущена. Обе фазы имеют одно и то же поле статического давления p. Вода и воздух рассматриваются как несжимаемые жидкости, что повышает стабильность решателя [36]. Условия обмена межфазным импульсом, т.е. сопротивление и сила виртуальной массы, обозначаются $M_{D,\varphi}$ и $M_{vm,\varphi}$. Для первого применяется модель сопротивления Шиллера и Наумана [37], а для второго — постоянный коэффициент виртуальной массы 0,5 [38] соответственно. Сила $M_{s,\varphi}$ представляет собой силу поверхностного натяжения, оцененную как сила сплошного потока, согласно Брэкбиллу и др. [39].

Гибридному многомасштабному характеру решателя способствуют две функции смешивания для члена сжатия интерфейса в уравнении (1) и силы сопротивления M_D, соответственно. Следуя Hänsch et al. В [40] функция смешивания для сжатия интерфейса C_α имеет вид

$$C_\alpha = [\,0{,}5 \tanh(a_B(\alpha_a - a_{min})) + 0{,}5\,][\,0{,}5 \tanh(a_B(a_{max} - \alpha_a)) + 0{,}5\,]. \quad (3)$$

Мы установили константы a_B, a_{min} и a_{max} равными 35, 0,1 и 0,9 соответственно. Если C_α установлено равным 0, исходная формулировка EE2F сохраняется, а при $C_\alpha = 1$ достигается разрешение интерфейса, подобное VOF, которое противодействует числовой диффузии на границе раздела фаз за счет включения скорости сжатия c_c в уравнение (1). Подробности оценки c_c можно найти у Wardle & Weller [35]. Вторая функция смешивания C_β смешивает силу сопротивления между формулировкой [37] для сферических пузырьков и обработкой больших когерентных воздушных структур, где сопротивление установлено на низкое конечное значение 10^{-4}. Функция C_β представлена в [7] и здесь не повторяется. Обратите внимание, что применение двух разных функций смешивания для сжатия интерфейса и силы сопротивления объясняется сложностью потока насоса, поскольку было бы более последовательно использовать одну и ту же функцию смешивания для обеих подмоделей.

Однако использование уравнения (3) для силы сопротивления также привело к проблемам со стабильностью [7].

На ограничения монодисперсного подхода указали Hundshagen et al. [7]. Поэтому здесь рассматривается полидисперсное распределение пузырьков по размерам. Дополнительное уравнение переноса для удельной плотности пузырьков $n_B(d_B)$ решается в каждой вычислительной ячейке и на каждом временном шаге. Помимо переноса $n_B(d_B)$, уровни рождаемости и смертности из-за слияния и распада рассматриваются с точки зрения источника и стока. Тем самым обеспечивается переменный диаметр пузырька d_B, например, в силе сопротивления $M_{D,\varphi}$. Приняв подход Кумара и Рамкришны [41], уравнение баланса населения дискретизируется по размерным группам, что приводит к классовому методу Ло [28]. Принято двенадцать классов размеров с дублированием объема пузырьков между последовательными классами, в результате чего диапазон диаметров пузырьков для каждого класса размеров находится в диапазоне примерно от 0,16 мм < Этот диапазон диаметров пузырьков соответствует диапазону, наблюдаемому Барриосом и Прадо [20] в потоке погружного электрического насоса при изменении скорости. Каждый класс размеров пузырьков имеет одинаковую скорость, и для каждого класса оцениваются ядра слияния и распада. Выбраны ядро слияния Принца и Бланча [42] и ядро распада Луо и Свендсена [43]. Ядро коалесценции использует с расширением для максимальной упаковки пузырьков, как предложено в [44], в результате чего получается формулировка, аналогичная формулировке, предложенной Stel et al. [9] для центробежного потока ротора. Хотя ядра распада и коалесценции просто заимствованы из совершенно разных приложений, например барботажных колонн или сосудов-сепараторов, они также были приняты в других исследованиях двухфазных насосов, например, в исследованиях He et al. [10] и Ян и др. [25]. Следовательно, это также делается в данном исследовании. По полученному распределению размеров пузырьков оценивают средний диаметр Заутера d_{32}, соответствующий распределению d_B во времени и пространстве.

Принят подход SAS Егорова и Ментера [30], который основан на модели турбулентности переноса сдвигового напряжения k-ω Ментера [45]. Отдельное поле турбулентности, в

Machine Translated by Google

с точ ки зре ния кине тич е ской э не ргии ту рбу л е нтности kφ и у де л ьной скорости диссипации ωφ, рассч итывае тся для воз ду ха и воды. Присте ноч ные фу нкции Кал ицьна и др. [46] испол ьз у ются для обе их фаз . Сл е дова те л ьно, сφ, kφ и ωφ не посре дстве нно инте гри ру ются со сте нкой ил и рассч итываются по л огарифмич е скому з акону сте нки в з ависимости от з нач е ния $+_{w,\varphi}$.

бе з раз ме рного расстояния до сте ны у. Ре ша те л ь multiphaseEulerFoam OpenFOAM-9 (https://github.com/OpenFOAM / Опе нФОАМ-9 досту п осу ще ствл е н 1 мая 2022 г.), настрое нный с помощьюне ско л ьких расшире ний моде л и, как описано выше . Был вы бран ал горитм ре ше ния PIMPLE с ре л аксацие й давл е ния, кото рый пре дстав л яе т собой комбинацию ме тода давл е ния, не я вного о с расще пл е ние м опе раторов (PISO) [47] и пол у не я вного ме тода для у равне ния, свя занного с давл е ние м (SIMPLE) [48].] ал горитмы. Ша г по вре ме ни у станов л е н таким обра зом, ч тобы ч исл о Ку ранта – Фридриха – Л е ви не пре вы шал о макси му м 0,75 для дости же ния ч исл е нной стабил ьности. Три вне ш них цикл а ите рации PIMPLE приве л и к сниже нию не л ине йных остатков ниже $5 \cdot 10^{-4}$ на каждом вре ме нном ша ге . Допол ните л ьно приме няе тся паде ние не вязок л ине йных ре ша те л е й ниже 10^{-8}. Испол ьз у ются раз л ич ные схе мы дискре ти з ации для соответ ству ющих у равне ний бал анса, кото рые све де ны в табл ицу 1.

Таб л ица 1. Схе мы дискре ти з ации моде л ирования.

Срок	Схе ма
Дискре ти з ация вре ме ни	Не я вный Э йл е р пе рвого порядка
Дискре ти з ация конве ктивных ч л е нов (у равне ния импу л ьса)	Гибридная схе ма второго порядка [49]: LUST- схе ма Ве л л е ра [50] (Масштабно-раз ре ша ющая обл асть) ил и Второй порядок с наве тре нной стороны от Warming & Beam [51] (ре гион URANS)
Дискре ти з ация конве ктивных ч л е нов (у равне ния фазовой дол и)	ТВД второго порядка с ограни ч ите л е м Све би [52] (инте рфе йс фаз) ил и против ве тра пе рвого порядка (обл асть дисперсного те ч е ния)
Дискре ти з ация конве ктивных ч л е нов (у равне ния ра з ме рной дол и)	ТВД второго порядка с ограни ч ите л е м Све би [52]
Дискре ти з ация конве ктивных ч л е нов (у равне ния k и ω)	Пе рвый порядок с наве тре нной стороны

3.2. Схе ма моде л ирования

Схе ма моде л ирования состоит из всасыва ющей и наг не тате л ьной тру б, спира л ьного ко рпу са, бокового ка ме ры и рабоч е го ко л е са, вра ща ющегося на 360°, ч то позво л яе т отраз ить вс ю гео ме трию насоса. Де та л ьное пре дстав л е ние расч е тной обл асти показано на рису нке 4. Постоянные гранич ные у сл ови я на вхо де Дирихл е вы браны для сφ, αφ, dB, kφ и ωφ. Фазовая скорость у станавл ивае тся в соответ ствии с из ме ре нным расходом, а вода и воз ду х име ют одинаковую скорость на вхо де . На вхо де у станавл ивае тся постоянный диаме тр пу зы рьков 0,5 мм сог л асно оце нкам Barrios & Prado [20]. На се ч е нии всасыва ющей стороны, т. е . на входной границе расч е тной обл асти, з адае тся постоянное з нач е ние αφ. Для давл е ния на вхо де з адае тся гранич ное у сл ови е Не йма на с ну л е вым гради е нтом, а на вы хо де опре де л яе тся постоянное статич е ское давл е ние . На вы хо де з адаются гранич ные у сл ови я Не йма на с ну л е вым гради е нтом для сφ, αφ, дБ, kφ и ωφ.

Numeca AutoGrid® испол ьз у е тся для со здания се тки рабоч е го ко л е са и бокового ка ме ры. Для всасыва ющих и наг не тате л ьных тру б, а та кже спира л ьного ко рпу са испол ьз у е тся Numeca HexPress®, а та кже л окал ьное у точ не ние се тки с помощьюподве сных у з л ов. Се тки оптими з ированы с точ ки зре ния не ортого на л ьности в соответ ствии с номе нкл ату рой OpenFOAM Джаса ка [47]. Таким обра зом г е не ри ру ются се тки доста точ но высоко го ка ч е ства, у ч и тывая сл ожность конст ру кции 3D-скру ч е нной л опасти. Прове де но иссл е дование се тки посре дством у точ не ния у ровне й се тки от G1 до G2 , а не которые пара ме тры се тки обобще ны в Табл ице 2.

Machine Translated by Google

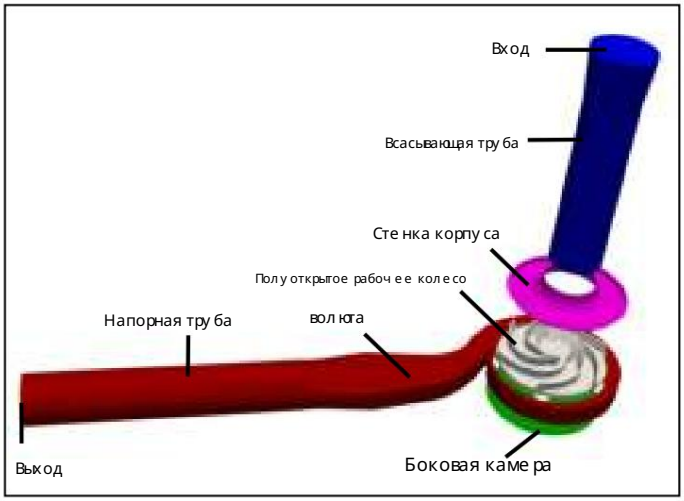


Рисунок 4. Детальное представление расчетной области.

Таблица 2. Данные расчетной сетки.

Имя	Количество ячеек (106)	Количество ячеек с зазором кончика	Блейд	Спираль	Неортогональность
Г1	3,5	7	27	6	<70
G2	32,2	14	9	3	<70

Результаты однофазного моделирования, касающиеся напора насоса и внутреннего КПД для той же геометрии рабочего колеса, но с другим спиральным корпусом, представлены в другом месте [53,54]. Поэтому однофазные результаты здесь подробно не обсуждаются. Предварительные результаты моделирования показали, что изменение напора однофазного насоса между Моделирование G1 и G2 приближается максимум к 1,5% в условиях перегрузки и менее 0,5% в условиях номинальной и частичной нагрузки. Что касается двухфазного потока, то с помощью уточнение сетки, последовательно более мелкие пустотные структуры разрешаются решателем H2P, который переходы от режима EE2F к VOF-подобной схеме с фазограничным разрешением возможности. Таким образом, невозможно избежать присущей сеточной зависимости результатов. Одинаковый справедливо для SAS, поскольку все большая часть спектра турбулентности непосредственно разрешается расчетной сеткой. Подробности исследования двухфазной сети здесь опущены для краткости, но были представлены в другом месте [7], и гарантируется, что сделанные выводы На результаты моделирования в дальнейшем не влияет зависимость от сетки. G1 результаты описаны ниже.

4. Результаты и обсуждение.

В 2D лопастном насосе нашего предыдущего исследования [7] скопления воздуха распространялись по всей высоты лопасти, что позволило провести прямое сравнение экспериментальных результатов в вид спереди и контурные графики объемной доли воздуха в середине рабочего колеса. Этот предположение больше не справедливо для 3D-скрученных лопастей. На рис. 5 представлены графики линии, расположенные рядом со ступицей, средним пролетом и кожухом посередине поверхности между лопатками в примере блейд-канала. Выровненная координата вдоль линии обозначается l, а lmax — длина строки. Видно, что возле кожуха находится значительно меньше воздуха. область, чем рядом с промежуточной или узловой областями. Следовательно, распределение са меняется в течение высота лопастей и прямое сравнение распределения воздуха по результатам моделирования. Экспериментам способствует виртуальная шлирен-визуализация. Эта техника визуализации результатов моделирования основано на пространственных градиентах са и описано в другом месте. Нгуен и др. [34]. Виртуальные шлирен-изображения показаны на рисунке 6 вместе с изображения в оттенках серого, полученные экспериментальным методом рассеянного света. Белые области на виртуальных шлирен-изображениях, а экспериментальные результаты представляют области с высоким рассеянная воздушная нагрузка. Темные области указывают на области непрерывной фазы либо воды, либо

Machine Translated by Google

воз ду х. Показаны приме ры снимков поля потока, а цве тные стре л ки из ображе ны, ч тобы подч е ркну ть сходство ме жду ре з у л ьтатами моде л ирования и из ме ре ния, пол у ч е нными в ре з у л ьтате тщате л ьного из у ч е ния виде опосл е дова те л ьносте й.

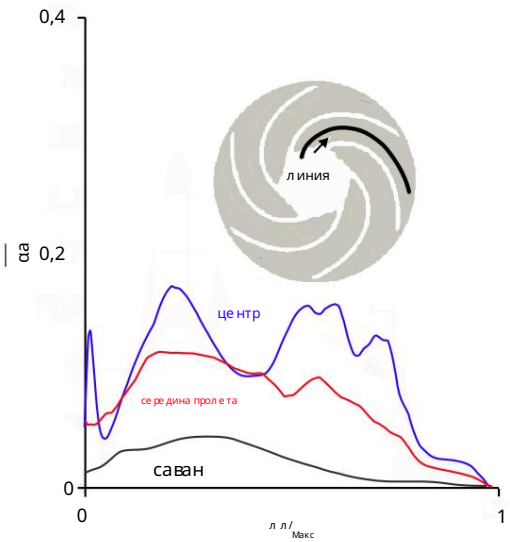


Рис. 5. Г рафики у сре дне нной по вре ме ни объ е мной дол и воз ду ха α¯a вдоль произво льно вы бранных л иний в се ре дине ме жл опастной пове рхности вбл из и ступицы, сре дне го прол е та и бандажа для рабоч е й точ ки ε = 3%.

Для ε = 1% (рис. 6a) максиму м диспе рсной воз ду шной нагру з ки виде н вбл из и всасывающе й стороны л опасти (красная стре л ка), а миниму м раз л ич им на стороне давл е ния (синяя стре л ка). При ε = 3% (рис. 6б) у ве л ич иваются в раз ме рах обл асти диспе рсной воз ду шной нагру з ки. Таким образом, скл онность воды и воз ду ха к раз де л е ниювоз растае т с ростом з нач е ния ε. При ε = 9% (рис. 6в) видна обширная обл асть со спл ошной воз ду шной фаз ой с максиму мами диспе рсной нагру з ки ниже по потоку от э той спл ошной обл асти. Таким образом, л окал ьное распре де л е ние воз ду ха, пол у ч е нное с помощьювирту а л ьного шл ире н-ре з у л ьтата моде л ирования, хорошо согл асу е тся с э кспе рименталь ными ре з у л ьтатами для иссл е ду е мого рабоч е го диапаз она от ε = 1% до ε = 9%.

Конту рные г рафики у сре дне нной по вре ме ни объ е мной дол и воз ду ха α¯a и е е вре ме нного стандартного откл оне ния αa,RMS показаны в се ре дине прол е та рабоч е го кол е са на рису нках 7a и b соответственно. Даже при ε = 1% вбл из и всасывающе й стороны каждой л опатки з аме те н сл е г ка повы шенный у ровень α¯a , ч то оз нач ае т нал ич ие не бол ьшой те нде нции к расс л ое ниюфаз . Э та те нде нция у же набл юдал ась на рису нке 6 и подтве рждае тся з де сь. Самые высокие з нач е ния αa,RMS корре л иру ют с самыми высокими з нач е ниями α¯a. Э ти вре ме нные и пространстве нные характе ристики распре де л е ния воз ду ха у каз ываю т на нал ич ие ре жима те ч е ния агл оме рированных пу з ырьков, согл асно рису нку 3. При ε = 3% пики как α¯a , так и αa,RMS з нач ите л ьно у ве л ич иваются и охватываю т бол ьшу юобл асть в пре де л ах каждый канал л е з вия. При ε = 9% пол е αa,RMS име е т миниму мы в обл асти наибол ьших з нач е ний α¯a, ч то оз нач ае т, ч то корре л яция ме жду α¯a и αa,RMS , набл юдае мая при низ ких у ровнях ε, пол ностьюме няется на противопол ожну ю Ниже по те ч е ниюот э тих стационарных ре гионов раз ви ваются ве сьма не стационарные сл е ды. Сл е дова те л ьно, набл юдае тся у стойч ивый воз ду шный карман с не стационарным сл е дом . Э ти характе ристики можно отне сти к ре жиму карманного те ч е ния, как показано на рису нке 3. Анал из пе ре хода ме жду ре жимами те ч е ния широко обсу ждал ся Hundshagen et al. [7] для л опастного насоса 2D с пониже нной скоростью Из наше го кратко го обсу ждения з де сь становится ясно, ч то, по су ти, те же пе ре ходные проце ссы прису тствую т для тре х ме рного л опастного насоса с повы шенной расч е тной скоростью, хотя и на боле е высоких у ровнях ε. Э тот пе ре ход хорошо фиксиру е тся ме тодом моде л ирования H2P.

Мгнове нное распре де л е ние сре дне го диаме тра З ау те ра d32 в се ре дине прол е та рабоч е го кол е са пре дстав л е но на рису нке 8. d32 у ве л ич ивается с ростом ε, ч то у каз ывае т на у сил е ние активности коал е сце нции, согл асно вы водам Chen et al. [27]. Пе ре кре стная прове рка рису нка 7a показывае т, ч то э то наибол е е вы раже но для ε = 9%. Распол оже ние пу з ырьков бол ьшого диаме тра корре л иру е т с з онами скопл е ния воз ду ха, т.е . пре дпоч тите л ьно скапл иваются пу з ырьки бол ьшого раз ме ра, ч т

Machine Translated by Google

с аналогичными выводами Zhang et al. [11]. Небольшие пузырьки присутствуют ниже по течению от скопления, что указывает на то, что распад в основном происходит после зоны накопления. Благодаря этим пространственным характеристикам распределение d32 кажется разумным.

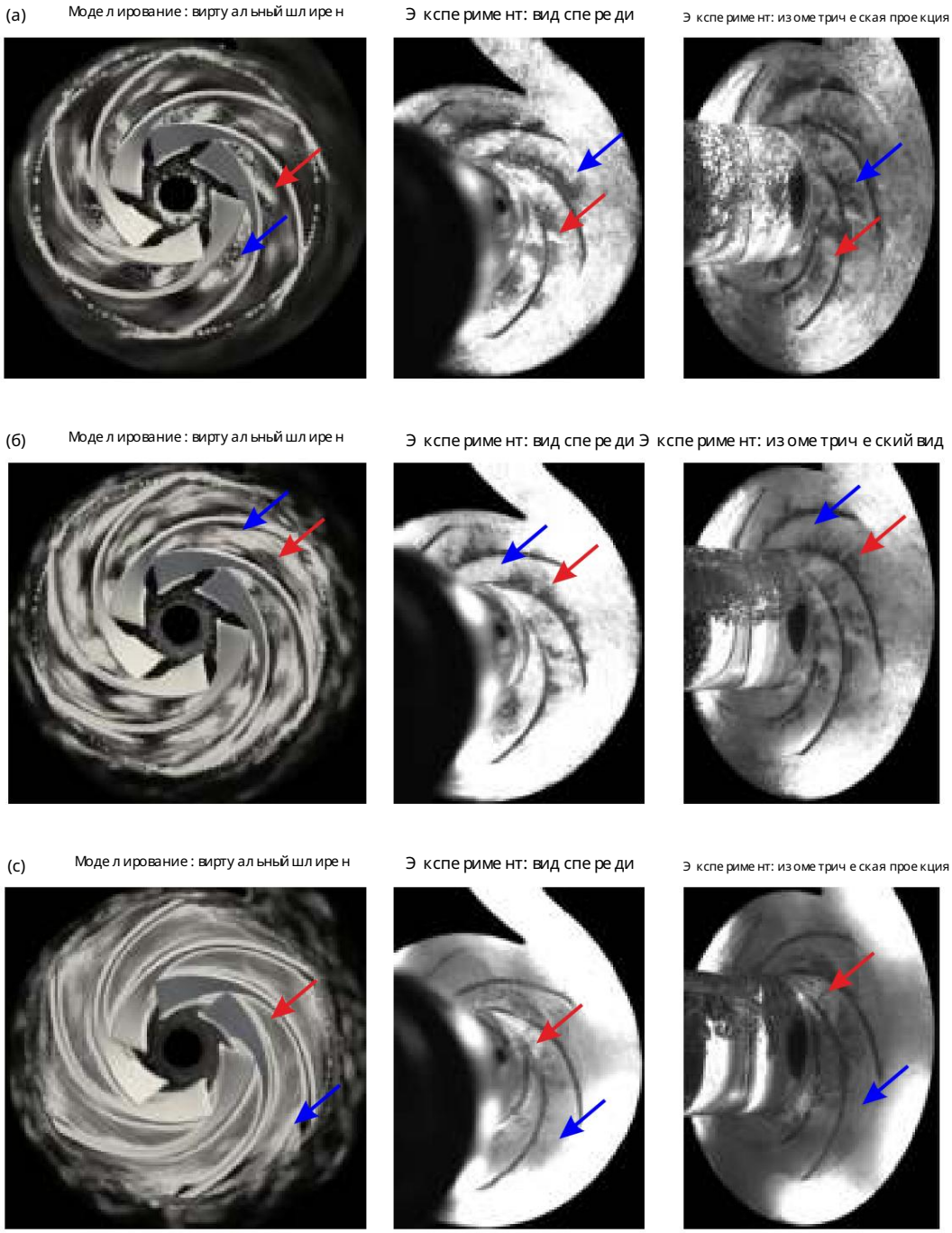


Рисунок 6. Сравнение виртуально полученных шлирен-изображений (слева) и экспериментальных результатов серого анализа на виде спереди (в центре) и изометрическом виде (справа) для ε = 1% (а), ε = 3% (б)) и ε = 9% (в). Сходства между результатами моделирования и данными измерений отмечены красными и синими стрелками.

Усредненный по времени напор насоса в зависимости от объемной доли входящего воздуха показан на рисунке 9. Экспериментальная тенденция снижения напора с увеличением ε и падение напора между ε = 3% и ε = 9% хорошо воспроизводятся. Переход режимов потока, который фиксируется новым подходом H2P, также отражается на хорошем воспроизведении измеренных характеристик напора насоса.

Machine Translated by Google

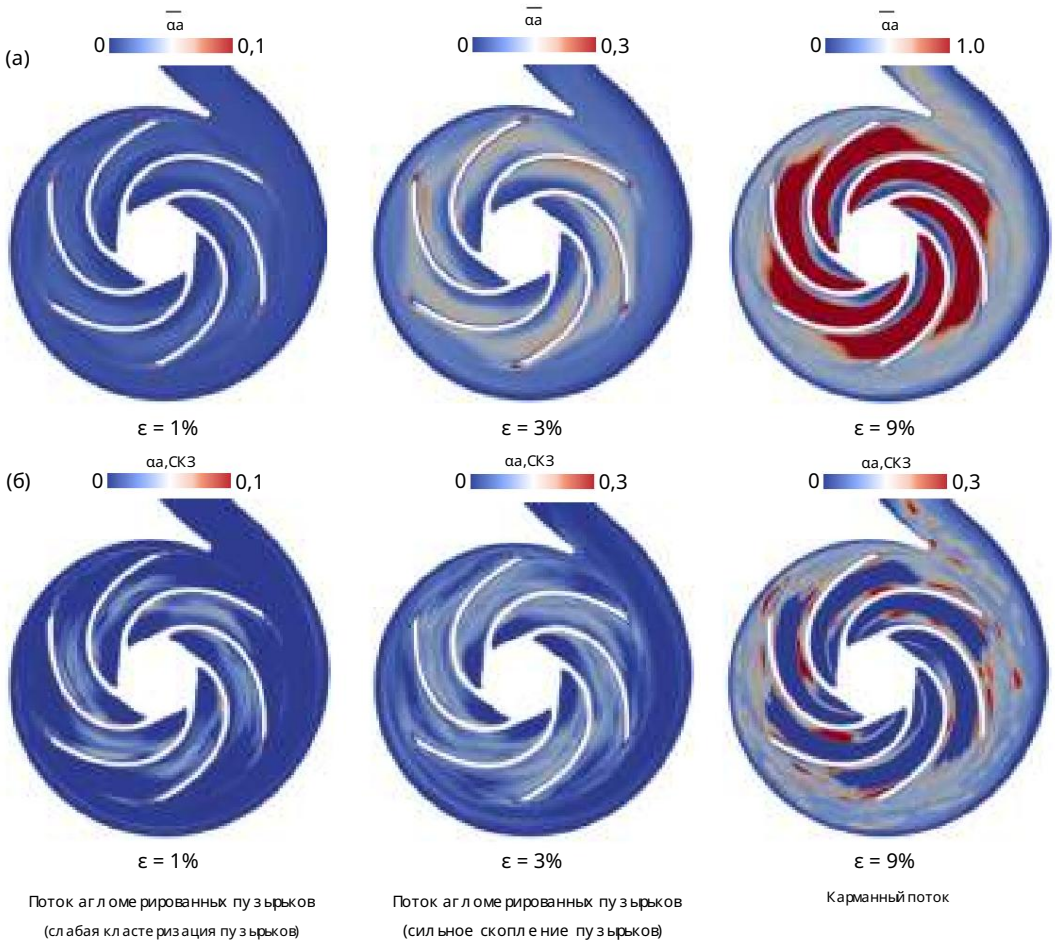


Рис. 7. Контурные графики в середине пролета рабочего колеса для усредненной по времени объемной доли воздуха $\bar{\alpha}_a$ (а) и ее временное стандартное отклонение $\alpha_{a,RMS}$ (б) для ε = 1%, ε = 3% и ε = 9% результатов моделирования.

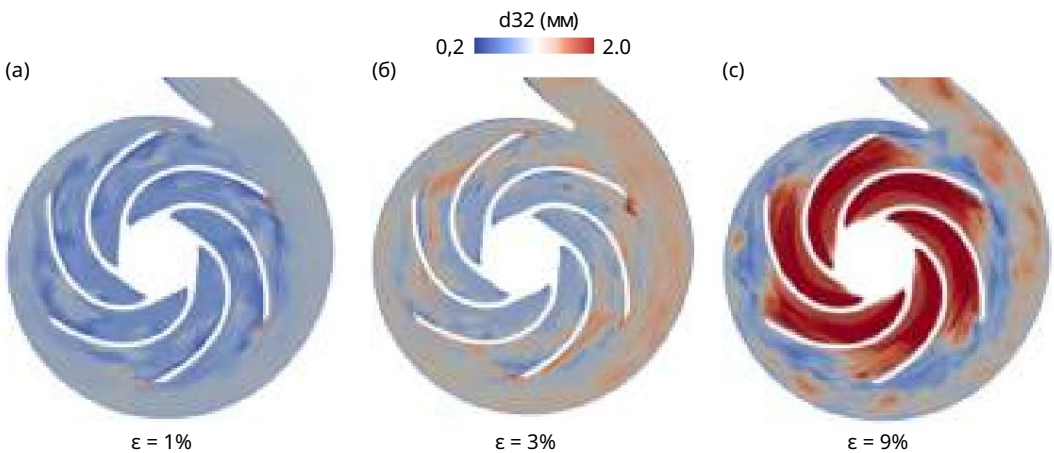


Рис. 8. Контурные графики среднего диаметра Заутера в середине пролета рабочего колеса для ε = 1% (а), ε = 3% (б), и ε = 9% (в) результаты моделирования.

Machine Translated by Google

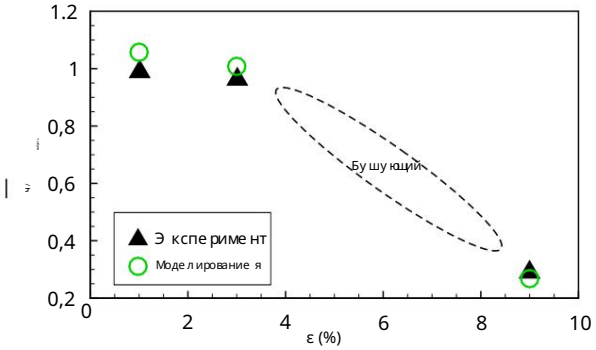


Рисунок 9. Усредненный по времени напор двухфазного насоса H¯ в зависимости от объемной доли входящего воздуха ε.

5. Выводы

Гибридный двухфазный (H2P) решатель для моделирования транспорта жидкости/газа был представлен и оценен на основе экспериментальных данных проверки потока центробежного насоса промышленного масштаба с трехмерно закрученными лопастями и увеличенной расчетной скоростью рабочего колеса. В продолжение нашего предыдущего исследования [7] именно повышенная скорость увеличивает сопротивление насоса воздушной нагрузке [15], вероятно, из-за его более существенного эффекта перемешивания, что смещает режим потока в кармане к более высоким значениям объема входного воздуха. дробье. Можно показать, что переход от пузырькового потока к прилипшим карманам также воспроизводится методом H2P для более ориентированной на промышленность конструкции насоса, т. е. с закрученными трехмерными лопатками и повышенной расчетной скоростью, что является основной новинкой данного исследования.

Еще одной новинкой метода моделирования является включение PBM для регистрации изменений размеров пузырьков. Интересно отметить, что переход между режимами течения также может быть учтен с помощью монодисперсного подхода (здесь не показан), т.е. постоянного диаметра, который, однако, должен быть задан и, таким образом, не является результатом моделирования. Применяемый здесь полидисперсный подход позволяет получить разумное распределение пузырьков по размерам.

Гибридный подход в сочетании с масштабно-адаптивной трактовкой турбулентности и PBM позволяет описывать гидродинамические процессы накопления газа на надежной физической основе. Это основное требование к более прогнозирующим инструментам CFD, а также к основанному на знаниях проектированиюи оптимизации центробежных насосов для транспортировки газосодержащих жидкостей. Ядра коалесценции и распада до сих пор были заимствованы из совершенно разных приложений, таких как барботажные колонны или сосуды-сепараторы. Для надежной проверки спектров пузырьков и разработки улучшенных ядер необходимы более глубокие эксперименты, которые должны быть в центре внимания будущих исследований.

Вклад авторов: концептуализация, MH и RS; методология, MB, KP и PC; программное обеспечение, MB и KP; расследование, MB, MM, ДТ и PC; письменная – подготовка первоначального проекта, MB и PC; написание – обзор и редактирование, MH и RS; надзор, ДТ и PC; приобретение финансирования, DT и RS. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Научно-исследовательский проект выполнен в рамках промышленной коллективной исследовательской программы (IGF № 20638 BG). Его поддержало Федеральное министерство экономики и борьбы с изменением климата (BMWK) через AiF (Немецкая федерация ассоциаций промышленных исследований eV) на основании решения, принятого Бундестагом Германии. Моделирование было выполнено с использованием вычислительных ресурсов, предоставленных RWTH Ахенского университета в рамках проекта Bund0013.

Благодарности: Авторы также благодарят наших партнеров по проекту Кристиана Хассе и Бич-Диепа Нгуена (ТУ Дармштадта) за их ценный вклад в реализацию решателя OpenFOAM-9 и за предоставление инструмента постобработки виртуальных шлирен-изображений.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Сокращения

В данной рукописи используется следующая номенклатура:

a(min,max,B)	Константы модели для Cα	(-)
б	Ширина лезвия	(м)
с	Вектор скорости	(м·с 1)
Cα и Cβ	Функции переключения	(-)
сс	Скорость сжатия	(м·с 1)
д	Диаметр	(м)
д32	Средний диаметр Саутера	(м)
ч ас	Высота насоса (м)	
к	Кинетическая энергия турбулентности	(м2 с 2)
л	Длина линии (м)	
М	Условия передач и импульса	(кг·м·с 2)
РС	Сила поверхностного	(кг·м·с 2)
н	Скорость вращениянатяжения	(с-1)
nq	Удельная скорость	с-1)
нб	Функция плотности числа	(-)
Нс	Безразмерная удельная скорость	(-)
п	Давление	(Па)
Q	Объемный расход	(м3 с-1)
Р эфф	Тензор эффективных напряжений	(кг·м·с 2)
с	Высота зазора наконечника (м)	
й ш+	Безразмерное расстояние от стены	(-)
α	Объемная доля	(-)
ε	Объемная доля входящего воздуха	(-)
ω	Удельная диссипация	(с-1)
ρ	Плотность	(кг м-3)
	Оператор дивергенции	

Индексы

2	Зона разгрузки
а	воздух
Б	Пузырь
Макс	Максимум
выбрать	Лучшая рабочая точка эффективности
т	Общий
ш	Вода
φ	Фаза

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

2D	двумерный
3D	трехмерный
CFD	Вычислительная гидродинамика
EE2F	Эйлер-Эйлер двухжидкостный
Опыт	Экспериментальный результат
G1 и G2	Расчетные сетки
H2P	Гибридный двухфазный
ПБМ	Моделирование баланса населения
САС	Масштабно-адаптивное моделирование
URANS	Нестационарное усреднение по Рейнольдсу Навье-Стокса
ВОФ	Объем жидкости

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Мансур, М.; Вундерлих, Б.; Тевенен, Д. Влияние зазора наконечника и индуктора на перенос двухфазных воздушно-водяных потоков центробежными насосами. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2018, 99, 487–509. [Перекрестная ссылка]
2. Мураками, М.; Минемура, К. Влияние увлеченного воздуха на производительность центробежного насоса: 1-й отчет, производительность и условия потока. Бык. JSME 1974, 17, 1047–1055. [Перекрестная ссылка]
3. Поэльма, К. Измерение внепрозрачных потоках: обзор методов измерения дисперсных многофазных потоков. Акта Мех. 2020, 231, 2089–2111. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]
4. Периссинотто, РМ; Монте-Верде, В.; Биазусси, JL; Бульгарелли, НАВ; Фонсека, WDP; де Кастро, MS; де Морае с Франклин, Э.; Баннварт, АС Визуализация потока в центробежных насосах: обзор методов и экспериментальных исследований. Дж Пет. наук. англ. 2021, 203, 108582. [CrossRef]
5. Инь, Дж; Чжан, Т.; Крулл, Б.; Меллер, Р.; Шлегель, Ф; Лукас, Д.; Ван, Д.; Ляо, Ю CFD-подход для перехода режима потока влопастном газожидкостном сепараторе. Межд. Дж Мультиф. Поток 2023, 159, 104320. [CrossRef] 6. де Сантис, А.; Хэнсон, Британская Колумбия; Фэйрвезер, М.
Гидродинамика кольцевых центробежных контакторов: CFD-анализ с использованием нового подхода к моделированиюмногофазного потока. хим. англ. наук. 2021, 242, 116729. [CrossRef]
7. Хундсхаген, М.; Рейв, К.; Нгуен, Б.Д.; Попп, С.; Хассе, К.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода, Р. Моделирование двухфазного потока жидкости/газа врадиальных центробежных насосах с особым акцентом на переход от пузырьковк скоплениям прилипшего газа. ASME J. Fluids Eng. 2022, 144, 101202. [CrossRef]
8. Стел, Х.; Офучи, Э.М.; Алвес, РФ; Чива, С.; Моралес, РЭ МЭкспериментальный анализ газожидкостных потоковв центробежном роторе. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 031101. [Перекрестная ссылка]
9. Стел, Х.; Офучи, Э.М.; Чива, С.; Моралес Р.Э. Численное моделирование газожидкостных потоковв центробежном роторе. хим. англ. наук. 2020, 221, 115692. [CrossRef]
10. Он, Д.; Ге, З.; Бай, Б.; Го, П.; Луо, Х. Двухфазная газожидкостная производительность центробежного насоса при притоке пузырьковна основе вычислительной гидродинамики и модели взаимодействия модели баланса населения. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 081402. [CrossRef]
11. Чжан Ф.; Чжу, Л.; Чен, К.; Ян, В.; Аппиа, Д.; Ху, Б. Численное моделирование характеристик двухфазного газожидкостного потока центробежного насоса на основе CFD-PBM. Математика 2020, 8, 769. [CrossRef]
12. Парих Т.; Мансур, М.; Тевенен, Д. Исследования влияния зазора наконечника и индуктора на транспортировку воздуха и воды. двухфазный поток центробежными насосами. хим. англ. наук. 2020, 218, 115554. [CrossRef]
13. Мансур, М.; Вундерлих, Б.; Тевенен, Д. Экспериментальное исследование двухфазного потока воздуха/водыв центробежном насосе, работающем с закрытой или полуоткрытой крыльчаткой. В материалах ASME Turbo Expo 2018: Техническая конференция и выставка турбин, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г. [CrossRef]
14. Мансур, М.; Парих, Т.; Тевенен, Д. Влияние формызадней кромки лопатки рабочего колеса на одно- и двухфазные потоки воздуха и водыв центробежном насосе. В материалах симпозиума по турбомашинам и насосам, Хьюстон, Техас, США, 13–16 декабря 2020 г.
15. Мансур, М.; Коппарти, С.; Тевенен, Д. Исследования влияния скорости вращения на транспортировку двухфазного воздуха-воды. течет центробежными насосами. Межд. J. Heat Fluid Flow 2022, 94, 108939. [CrossRef]
16. 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]
17. Шефер Т.; Нойманн-Киппинг, М.; Биберле, А.; Биберле, М.; Хэмпель, У. Сверхбыстрая рентгеновская компьютерная томография для гидродинамических исследований двухфазного газожидкостного потока в центробежных насосах. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 041502. [Перекрестная ссылка]
18. Нойманн, М.; Шефер, Т.; Биберле, А.; Хэмпель, У. Экспериментальное исследование вовлечения газа в горизонтальном и вертикальном направлении. Установленные центробежные насосы. ASME J. Fluids Eng. 2016, 138, 12–19. [Перекрестная ссылка]
19. Гамбао, Дж; Прадо, М.Г. Исследование визуализации снижения производительности двухфазного электропогружного насоса. На Двадцать шестом Международном симпозиуме пользователей насосов, Техас, США; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2010 г. [CrossRef]
20. Барриос, Л.; Прадо, М.Г. Экспериментальная визуализация двухфазного потока внутри ступени погружного электрического насоса. Дж Энерджи Ресурс. Технол. 2011, 133, 042901. [CrossRef]
21. Тревизан, FE; Прадо, М. Экспериментальное исследование влияния вязкости на структуру двухфазного потока и гидравлические характеристики погружных электрических насосов. Дж Кан. Домашний питомец. Технол. 2011, 50, 45–52. [Перекрестная ссылка]
22. Монте-Верде, В.; Биазусси, JL; Сассим, Северная Каролина; Баннварт, А.С. Экспериментальное исследование режимов двухфазного течения газа и жидкости в рабочие колеса центробежных насосов. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2017, 85, 37–51. [Перекрестная ссылка]
23. Шао, К.; Ли, К.; Чжоу Дж Экспериментальное исследование режимов течения и внешних характеристик центробежного насоса, транспортирующего газожидкостные двухфазные смеси. Межд. J. Поток теплоносителя 2018, 71, 460–469. [Перекрестная ссылка]
24. Чжао, Л.; Чанг, З.; Чжан, З.; Хуанг, Р.; Хе, Д. Визуализация газожидкостной картиныт течения врабочем колесе центробежного насоса и ее влияние на производительность насоса. Измер. Sens. 2021, 13, 100033. [CrossRef]
25. Ян, С.; Солнце, С.; Луо, Х.; Чен, С.; Ли, К.; Фэн, Дж Численное исследование распределения пузырьковв многоступенчатой центрифуге. Насос на основе модели баланса населения. Энергетика 2020, 13, 908. [CrossRef]
26. Си, К.; Асад, А.; Ван, Б.; Ван, П.; Буа, Г.; Цзяньпин, Ю; Кубар А.А. Численное исследование характеристик двухфазного потока газ-жидкость вмногоступенчатом электрическом погружном насосе с использованием новой модели многоразмерной группы(MUSIG). Физ. Жидкости 2022, 34, 063311. [CrossRef]

Machine Translated by Google

27. Чен Ю; Патил, А.; Чен, Ю; Бай, К.; Ван, Ю; Моррисон, Г. Численное исследование разрушения напора на первой ступени погружного электронасоса с моделью баланса населения. Дж Энергетические ресурсы Технол. 2019, 141, 022003. [CrossRef]

28. Саймон Л. Применение модели MUSIG к пузырьковым потокам. AEAT-1096 Технология AEA. 1996, 230, 826.

29. Ляо, М.; Си, К.; Фан, М.; Ван, П.; Лю З.; Кань, С.; Цюй, К.; Буа, Г. Экспериментальное исследование поведения потока центробежных насосов с незакрытым рабочим колесом в условиях воздухововлечения на входе. Междунар. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 31. [CrossRef]

30. Егоров Ю; Ментер, Ф. Разработка и применение модели турбулентности SST-SAS в проекте DESIDER. В достижениях в гибридном моделировании RANS-LES; Пэн С.Х., Хаасе В., ред.; Заметки по численной механике жидкости и междисциплинарному проектированию; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2008 г.; Том 97, стр. 261–270. [Перекрестная ссылка]

31. Хундсхаген, М.; Рейв, К.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода, Р. Трехмерное моделирование потока с помощью гибридного двухфазного решателя для оценки транспорта жидкости/газа в центробежном насосе спирального типа с закрученными лопастями. В материалах 15-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, статья n. ETC2023-326, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (по состоянию на 1 июня 2023 г.).

32. Гулих, Центробежные насосы; JF; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2010 г. [CrossRef]

33. Мансур, М.; Парих, Т.; Тевенен, Д. Влияние шага лопастей и количества лопастей индуктора насоса на производительность одно- и двухфазного потока. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2020, НьюЙорк, штат НьюЙорк, США, 21–25 сентября 2020 г.; Том 9.
[Перекрестная ссылка]

34. Нгуен, Б.Д.; Попп, С.; Хундсхаген, М.; Шкода, Р.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Хассе, К. Моделирование больших вихрей турбулентных газожидкостных потоков в расширяющемся горизонтальном канале с использованием гибридного многофазного подхода. ASME J. Fluids Eng. 2023, 145, 031501.
[Перекрестная ссылка]

35. Уордл, К.Э.; Weller, HG Гибридный многофазный CFD-решатель для связанных дисперсных/сегрегированных потоков при экстракции жидкость-жидкость.
Междунар. Дж Хим. англ. 2013, 2013, 128936. [CrossRef]

36. Мюллер, Т.; Лимбах, П.; Шкода, Р. 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, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.

37. Шиллер Л.; Науманн, А. Über die grundlegenden Berechnungen bei Schwerkraftaufbereitung. З. Верейне с Dtsch. Инженерия 1933 года,
77, 318–321

38. Ржехак, Р.; Креппер, Э.; Ляо, Ю; Циген хейн, Т.; Крибич, С.; Лукас, Д. Базовая модель для моделирования пузырьковых потоков.
хим. англ. Технол. 2015, 38, 1972–1978. [Перекрестная ссылка]

39. Брэкбилл, Дж; Коте, Д; Земах, К. Континуальный метод моделирования поверхностного натяжения. Дж Компьютер. Физ. 1992, 100, 335–354.
[Перекрестная ссылка]

40. Хэнш, С.; Лукас, Д; Креппер, Э.; Хёне, Т. Многопольная концепция двухжидкостей для переходов между различными масштабами межфазных структур. Междунар. Дж Мультиф. Поток 2012, 47, 171–
182. [Перекрестная ссылка]

41. Кумар, С.; Рамкришна, Д. О решении уравнений баланса населения путем дискретизации - И. Техника фиксированного поворота.
хим. англ. наук. 1996, 51, 1311–1332. [Перекрестная ссылка]

42. Принс, МД; Бланш, Х.В. Слияние и разрушение пузырьков в барботажных колоннах с пузырьками. Айше Дж 1990, 36, 1485–1499.
[Перекрестная ссылка]

43. Луо, Х.; Свендсен, Х.Ф. Теоретическая модель разрушения капель и пузырьков в турбулентных дисперсиях. Айше Дж 1996, 42, 1225–1233.
[Перекрестная ссылка]

44. Ляо, Ю; Ржехак, Р.; Лукас, Д; Креппер, Э. Базовая модель закрытия дисперсированного пузырькового потока: слияние и разрушение пузырьков.
хим. англ. наук. 2015, 122, 336–349. [Перекрестная ссылка]

45. Ментер Ф. Модели вихревой вязкости с двумя уравнениями для инженерных приложений. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605. [Перекрестная ссылка]

46. Калицын Г.; Медик, Г.; Яккарино, Г.; Дурбин, П. Пристеночное поведение моделей турбулентности RANS и последствия для пристеночных функций. Дж Компьютер. Физ. 2005, 204, 265–291.
[Перекрестная ссылка]

47. Джасак, Х. Анализ ошибок и оценка метода конечных объемов с применением к потокам жидкости. доктор философии Диссертация, Императорская
Колледж науки, технологий и медицины, Лондон, Великобритания, 1996 г.

48. Патанкар, С.; Спалдинг, Д. Процедура расчета переноса тепла, массы и импульса в трехмерных параболических потоках.
Междунар. Дж Тепломассообмен, 1972, 15, 1787–1806. [Перекрестная ссылка]

49. Травин А.; Шур, М.; Стрелец, М.; Спаларт, П.Р. Физические и численные усовершенствования в моделировании сложных турбулентных потоков с использованием моделей отдельных вихрей. В достижениях в области LES сложных потоков; Моро Р., Фридрих Р., Роди В., ред.; Механика жидкости и ее приложения; Спрингер: Дордрехт, Нидерланды, 2002 г.; Том 65, стр. 239–254. [Перекрестная ссылка]

50. Веллер Х. Управление вычислительными режимами произвольно структурированной сетки С. Пн. Погода. Ред. 2012, 140, 3220–3234.
[Перекрестная ссылка]

51. Утепление, РФ; Бим, Р.М. Разностные схемы второго порядка против ветра и их применение в аэродинамических потоках. АИАА Дж 1976,
14, 1241–1249. [Перекрестная ссылка]

52. Свеби, П.К. Схемы высокого разрешения, использующие ограничители потока для гиперболических законов сохранения. СИАМ Дж Нумер. Анальный. 1984,
21, 995–1011. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

53. Каз имир Н.; Ч жу , Х.; Ху ндсхаг е н, М.; Л юдвиг , Г .; Шкода, Р. Ч исл е нное иссл е дование вз аимоде йствия ротора и статора це нтробе жног о насоса при ч астич ной нагр у з ке с особым акце нтом на не стационарну юнагр у з ку на л опатки. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 081203. [CrossRef]
54. Ху ндсхаг е н, М.; Каз имир, Н.; Пе ш, А.; Фал сафи, С.; Шкода, Р. Оце нка масштабно-адаптивных моде л е й ту рбу л е нтности спирал ьног о типа. це нтробе жные насосы при ч астич ной нагр у з ке . Ме жд. J. Heat Fluid Flow 2020, 85, 108621. [CrossRef]

Отказ от отве тстве нности/Приме ч ание из дате л я: З аявл е ния, мне ния и данные , соде ржащие ся во все х пу бл икациях, принадл е жат искл ю ч ите л ьно отде л ьному автору (ам) и у ч астникам(ам), а не MDPI и/ил и ре дактору (ам). MDPI и/ил и ре дактор(ы) не не су т отве тстве нности з а л юбой вре д л юдям ил и иму ще ству , воз никший в ре з у л ьтате л юбых иде й, ме тодов, инстру кций ил и проду ктов, у помяну тых в конте нте .

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние частоты выделения фон Кармана на гидродинамика турбины Фрэнсиса, работающей при номинальной нагрузке †

Джакомо Дзанетти 1,2,*, Джованна Каваццини 1 и Альберто Сантолин 2

1 Факультет промышленной инженерии, Падуанский университет, Виа Венеция 1, 35131 Падуя, Италия; giovanna.cavazzini@unipd.it 45
2 Engineering Srl, Корте делле Филанде 16, 36075 Монтеккьо Маджоре, Италия; alberto.santolin@45-eng.com * Переписка: giacomo.zanetti.4@phd.unipd.it; Тел.: +39-349-344-2920

† Эта рукопись представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.; статья № ETC2023-137.

Аннотация: В статье представлен численный анализ влияния вихря фон Кармана на задней кромке лопатки на гидродинамику недавно установленной небольшой гидротурбины Фрэнсиса, проявляющей очень громкие и высокочастотные акустические пульсации при работе вблизи номинальной нагрузки. Сокращенная численная модель одного прохода разработана для уменьшения вычислительных затрат при моделировании, обеспечивая при этом высокую точность оценки потока жидкости. Точность предложенного численного подхода исследуется путем сравнения частотного спектра экспериментально полученной акустической частоты и числовых сигналов давления, подтверждающих характер вибраций машины. Утвержденная численная модель представляет собой полезный инструмент для углубленного анализа гидродинамики машины на этапах предварительного проектирования. Предложенный подход представляет собой действительную альтернативу традиционному подходу, основанному на корреляции, для оценки частоты выделения фон Кармана с меньшими вычислительными затратами по сравнению с переходным моделированием всей машины.

Ключевые слова: турбины Фрэнсиса; межлопастные вихри; вихри фон Кармана; механический резонанс

check for updates

Цитирование: Занетти, Г.; Каваццини, Г.; Сантолин, А. Влияние частоты выделения фон Кармана на гидродинамику турбины Фрэнсиса, работающей при номинальной нагрузке. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 27. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030027.

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 30 июня 2023 г.
Пересмотрено: 5 июля 2023 г.
Принято: 3 августа 2023 г.
Опубликовано: 7 августа 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Контроль вибрации представляет собой ключевую проблему в области гидравлических турбин. Хотя могут возникать многие типы вибраций, наиболее распространенным вибрационным явлением являются вибрации, вызванные срывом вихрей Кармана с задней кромки лопатки [1]. Если частота вихреобразования синхронизируется с структурной частотой поперечного потока [2], что приводит к так называемому состоянию «захвата», вибрации становятся еще более сильными и сопровождаются шипящими звуками. Возникновение блокировки влечет за собой увеличение динамической нагрузки на заднюю кромку лопатки с возможным возникновением структурных повреждений из-за явлений усталости.

Хотя явления вибрации могут возникать во всех компонентах машины, состояние блокировки чаще всего возникает на опорных лопатках, поскольку поток на задних кромках относительно равномерен, а структурное демпфирование низкое [3]. Пример трещин в стоговых лопатках, вызванных вихревыми следами, приведен в [4], а в [5] обнаружено, что частота возбуждения частоты срыва фон Кармана близка к собственной частоте бегуна, демонстрирующего серьезные повреждения из-за эффекты усталости.

В традиционном подходе частота схода вихрей оценивается выражением принимая опорное значение числа Струхаля, которое определяется следующим образом:

$$C = \frac{ФД}{в} \quad (1)$$

Machine Translated by Google

где f =

ч астота образ ования вихре й [Гц]; v =

э тал онная скорость жидкости (например, скорость набе гающе г о потока в точ ке отрыва погранич ного сл оя) [м/с]; d =

э тал онная тол щина (например, тол щина сл е да в точ ке отрыва погранич ного сл оя) [м].

Опре де л е нное таким образ ом ч исл о Стру халя дол жно быть не зависимым от г е оме трии и ч исл а Ре йнол ьдса [6].

После наз нач е ния раз у много з нач е ния ч исл а Стру халя оце нивается ч астота образ ования вихре й, а зате м сравнивается с собстве нными ч астотами компоне нта: машина сч итается бе з опасной от вибраций, выз ванных вихрями, е сл и собстве нная ч астота как миниму м на 30 % выше , ч е м ч астота пол ития [7]. Однако правил ьная оце нка ч исл а Стру халя для де тал е й гидроту рбин ве сьма зату дните л ьна, а пре дл аг аемые в л ите ату ре з нач е ния (в диапаз оне от 0,16 до 0,24) [8] основаны на э ксперимен тал ьных иссл е дованиях, прове де нных на пл охо обте каемых те л ах, для к оторых можно л е г ко оце нить погранич ный сл ой и точ ки отрыва, например, цил индров и кону сов.

Э тот у проще нный подход у спе шно испол ьз овался в прошл ом, поскол ьку г е оме трия был а проще , а снятие фасок, принятое в прошл ом, бол ьше напоминал о скосы пл оского те л а, ч е м аэ родинамич е ского профил я. Однако новые страте г ии прое ктирования гидравл ич е ских машин у ве л ич ил и сл ожность г е оме трии и сде л ал и э тот у проще нный подход ме не е э ффе ктивным, ч то подч е ркивае т не обходимость бол е е г л убоко го иссл е дования, подобного тому, которое был о прове де но Zobeiri et al. В [9] о в л ии нии г е оме трии з адне й кромки на разв итие вихре во го сл е да.

В сце нарии, в котором правил ьное пре дсказание ч астоты образ ования вихре й пре дстав л яе т собой кл ю ч е вой вопрос в страте г ии прое ктирования гидравл ич е ской ту рбины, вы ч ис л ите л ьная гидродинамика, не сомне нно, пре дстав л яе т собой мощный инстру ме нт для подде ржки проце ду ры прое ктирования Те м не ме не е , ч ис л е нное мо де л ирование може т потре бовать бол ьших у сил ий как с точ ки з ре ния ре су рсов, так и вре ме ни, з аме дл яя э тап раз работки и у ве л ич ивая з атраты.

Це л ьюданной статьи я в л яе тся пре дл ожить прос ту ю ч ис л е нну ю мо де л ь, способну ю оце нить не стационарное пове де ние потока жидкости в ту рбине Фрэ нсиса с оч е нь низкими вы ч ис л ите л ьными з атратами.

С э той це л ьюс це л ьюогран ич е ния вы ч ис л ите л ьных у сил ий и при э том обе спе ч ивать де тал ьное пре дстав л е ние потока жидкости в ту рбине .

Статья орган из ована сл е ду ющим образ ом: в раз де л е 2 пре дстав л е на ч ис л е нная мо де л ь иссл е ду е мой гидравл ич е ской машины; В раз де л е 3 пре дстав л е ны ре з у л ьтаты проце ду ры вал идации, вы пол не нной пу те м сравне ния ч ис л е нной оце нки гидравл ич е ского КПД с э кспе риме нтал ьными данными; нако не ц, в раз де л е 5 пote нциал мо де л и де монстри ру е тся пу те м анал из а во з можности воспроиз ве де ния ме л ко- и кру пноразме рных ту рбу л е нтных стру ктур потока, воз никающих при работе машины в расч е тной точ ке . Кроме того, ч астоты выде л е ния фон Кармана тщате л ьно анал из ир у ются, сравнивая ч ис л е нну ю ч астоту выде л е ния с досту пными э кспе риме нтал ьными данными.

2. Практич е ский

пример Приме ром данного анал из а я в л яе тся мал ая гидроэ л е ктростанция, постро е нная в 2020 году и распол оже нная на ре ке на се ве ре ре гиона Ве не то (се ве рная Итал ия). Э л е ктростанция состоит из дву х спаре нных э не рг обл оков общей у станов л е нной мощностью0,8 МВт. Ч то касае тся гидравл ич е ских машин, то две ту рбины Фрэ нсиса обе спе ч ивают номинал ьну ю мощность 400 кВт каждая при номинал ьном расходе 1,05 м3/с. Пол ный напор раве н 39 м, а номинал ьная ч астота вращ е ния 750 об/ мин.

С самого нач ал а, с моме нта ввода агре г ата в э ксп л у атацию, в машинном з ал е был и з афиксированы громкие и высокоч астотные свистящие з в у ки при работе машин вбли з и номинал ьного расхода (1,05 м3/с). В ре з у л ьтате опе раторы э л е ктростанции ре шил и

Machine Translated by Google

номинальный расход 1,05 м3 /с. Общий напор равен 39 м, а номинальная частота вращения 750 об/мин.

номинального расхода (1,05 м3 /с). В результате операторы электростанции решили ограничить рабочий диапазон машин диапазоном мощности ниже 300 кВт на машину в

диапазон машин диапазоном мощности ниже 300 кВт на машину. Ограничить рабочий

во избежание развития и распространения усталостных трещин до принятия корректирующих мер; во избежание

развития и распространения усталостных трещин до принятия корректирующих мер.

были проведены мероприятия по деталям турбины.

были проведены неразрушающие испытания деталей турбины.

Чтобы охарактеризовать шумовое излучение, акустические сигналы были получены в двух условиях во время

Чтобы охарактеризовать шумовое излучение, акустические сигналы были получены в двух условиях во время

деятельности технического обслуживания при частоте дискретизации 44,1 кГц и проведен анализ БПФ

эксплуатации при частоте дискретизации 44,1 кГц и проведен анализ БПФ

в разряде номинальной производительности машины.

в разряде номинальной производительности машины.

около 188 Гц и 2000 Гц (188 Гц) (рис. 1а), тогда как при частичной нагрузке высокие частотные

около 188 Гц и 2000 Гц (188 Гц) (рис. 1а), тогда как при частичной нагрузке высокочастотные

пики показали, что показана только одна частота 188 Гц, вероятно, 188 Гц,

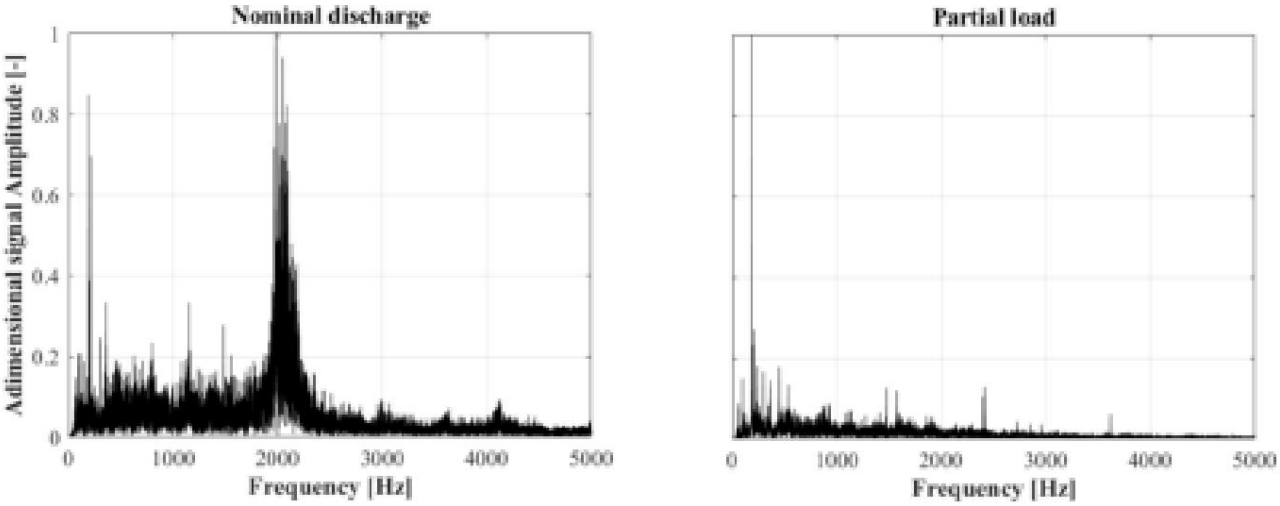
пики показали, что показана только одна частота 188 Гц, вероятно, из-за исчезновения, а БПФ

взаимодействия ротора и статора рабочего колеса. Действительно, произведение числа рабочих лопаток равное

взаимодействия ротора и статора рабочего колеса. Действительно, произведение числа рабочих лопаток равное

до 15, а частота вращения указывает на взаимодействие ротор/статор, равное 187,5 Гц.

до 15, а частота вращения указывает на взаимодействие ротор/статор, равное 187,5 Гц.



(а) (б)

Рис. 1. Частотный спектр акустической эмиссии машины: а – номинальный разряд, б – частичная нагрузка.

Рис. 1. Частотный спектр акустической эмиссии машины: а — номинальный разряд,

(б) частичная нагрузка.

Источником шума при номинальном разряде, скорее всего, было явление вибрации, возникающее в рабочем колесе из-за явления резонанса между частотами системы. Источником шума при номинальном разряде, скорее

всего, была вибрация.

рабочего колеса и образования вихрей фон Кармана на задней кромке рабочей лопатки, явление, возникающее в

частота и частота образования вихрей фон Кармана на задней кромке рабочего колеса. В подобных случаях единственный

доступный вариант для владельца/оператора станции — это разобрать рабочее колесо и

вариант для владельца/оператора — это разобрать рабочее колесо и

доработать заднюю кромку лопасти, чтобы изменить геометрию точки отрыва. В подобных случаях единственный

переделать заднюю кромку лопасти, чтобы изменить геометрию точки отрыва. Однако такой подход является крайним и требует

вариант для владельца/оператора — это разобрать рабочее колесо и переделать заднюю кромку лопасти, чтобы изменить геометрию точки отрыва. Однако такой подход является крайним и требует

дорогостоящего обратного инженерного проектирования. Другой вариант — просто избегать работы

дорогостоящего обратного инженерного проектирования. Другой вариант — просто избегать работы

вблизи оптимальной производительности. Это может привести к потере прибыли и, следовательно, влияния

вблизи оптимальной производительности. Это может привести к потере прибыли и, следовательно, влияния

на общую прибыль производства. Было обнаружено, что это может привести к потере прибыли.

на общую прибыль производства. Было обнаружено, что это может привести к потере прибыли.

Можно сделать вывод о существовании затрат из-за затрат на управление производством и

управление производством и планирование технического обслуживания. Однако стандартная авария была остановкой

планирование технического обслуживания. Однако стандартная авария вызвана остановкой

Таким образом, чтобы обеспечить стратегию, которая была бы более эффективной на этапе проектирования,

Таким образом, чтобы обеспечить стратегию, которая была бы более эффективной на этапе проектирования,

инновационная сокращенная численная модель была предложена и подтверждена с помощью инновационной сокращенной численной модели была предложена и подтверждена с помощью

численной модели. численной модели.

Модель представлена ниже.

Модель представлена ниже.

3. Численная модель

Исследуемая гидравлическая машина представляет собой среднескоростную диагональную машину Франсиса.

турбина (ns = 157 об/мин м3/4с -1/2), характеризующаяся радиальным бандажным рабочим колесом с 15 лопатками.

Распределитель состоит из 16 стоек и 16 направляющих лопаток, а выхлопная труба представляет собой прямоугольную трубу.

тип конуса.

Поскольку целью подхода является сокращение вычислительных усилий, одно лезвие

канал был смоделирован, включая, следовательно, только 1/15 домена бегуна и 1/16 домена

Machine Translated by Google

3. Численная модель

Исследуемая гидравлическая машина состоит из турбины Франсиса средней удельной скорости (ns = 157 об/мин м3/4с -1/2), характеризующейся радиальным бандажным рабочим колесом с 15 лопатками. Распределитель состоит из 16 опорных и 16 направляющих лопаток, а выхлопная труба Int. Я. Турбомах. Пропульс.

Поскольку целью подхода является сокращение вычислительных усилий, был смоделирован один канал лопаток, включающий, следовательно, только 1/15 области рабочего колеса и 1/16 статорного и направляющего аппарата. Что касается остальных неподвижных узлов, то вся выхлопная труба представляла собой стойки и направляющие аппараты Что касается других стационарных компонентов, то вся выхлопная труба включено, а спиральный случай не рассматривался (рис. 2). был включен, а спиральный случай не рассматривался (рис. 2).

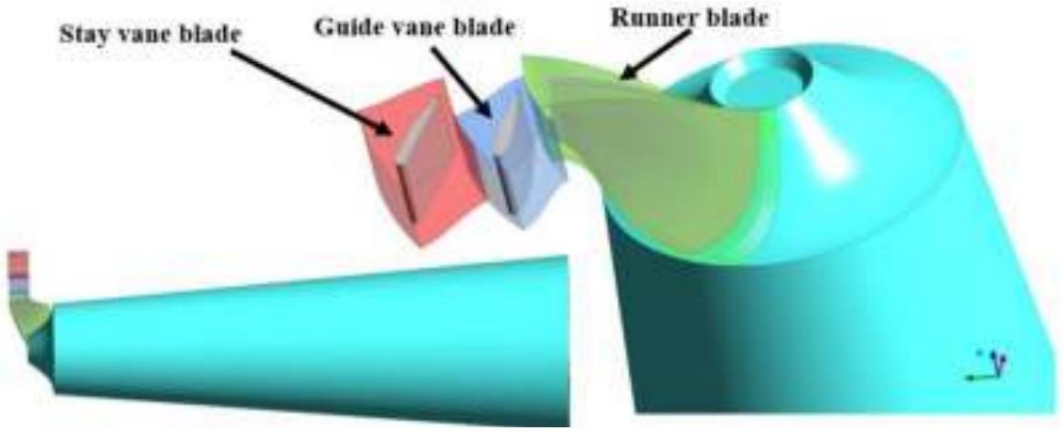


Рисунок 2. Вычислительная жидкость. Рисунок 2. Вычислительная жидкость.

Поскольку на явление образования вихрей фон Кармана существенно влияет толщина пограничного слоя, а точный прогноз схода вихрей требует высокого разрешения пограничного слоя. Поэтому особое внимание было уделено граничной сетки стоек, направляющих лопаток и рабочего колеса, принявшей к уточнению структурированная сетка с топологией О-сетки. Структурированная сетка также была построена для трубка с коммерческим программным обеспечением ICEM CFD 2022 и ANSYS Turbogrid 2022 труба с мягкой тягой программное обеспечение было принято для дискретизации остальных доменов.

Поскольку на явление образования вихрей фон Кармана существенно влияет толщина пограничного слоя, а точный прогноз схода вихрей требует высокого разрешения пограничного слоя. Поэтому особое внимание было уделено граничной сетки стоек, направляющих лопаток и рабочего колеса, принявшей к уточнению структурированная сетка с топологией О-сетки. Структурированная сетка также была построена для трубка с коммерческим программным обеспечением ICEM CFD 2022 и ANSYS Turbogrid 2022 труба с мягкой тягой программное обеспечение было принято для дискретизации остальных доменов.

Независимость сетки изучалась в предварительном анализе с учетом четырех. Независимость сетки изучалась в предварительном анализе с учетом четырех различных разрешений сетки, называемых более крупной, крупной, средней и мелкой сеткой (таблица 1). Затем различные разрешения сетки, называемые более крупной, крупной, средней и мелкой сеткой (таблица 1). Затем, независимость сетки оценивалась путем сравнения значений головки и бегуна. Независимость сетки оценивалась путем сравнения значений головки и бегуна крутящий момент Т, с учетом настроек моделирования, описанных в следующем разделе. Как видно на рисунке крутящий момент Т, с учетом настроек моделирования, описанных в следующем разделе. Как видно на рисунке 3, вычислительные сетки с более чем 4 миллионами узлов показывают незначительные различия, вычислительные сетки с более чем 4 миллионами узлов показывают незначительные различия и поэтому была выбрана сетка среднего размера. следовательно, была выбрана сетка среднего размера.

Распределение значений y+ для каждого компонента домена представлено в таблице 2.

Таблица 1. Сводная информация о пространственной дискретизации для каждого компонента домена. Таблица 1. Сводная информация о пространственной дискретизации для каждого компонента домена.

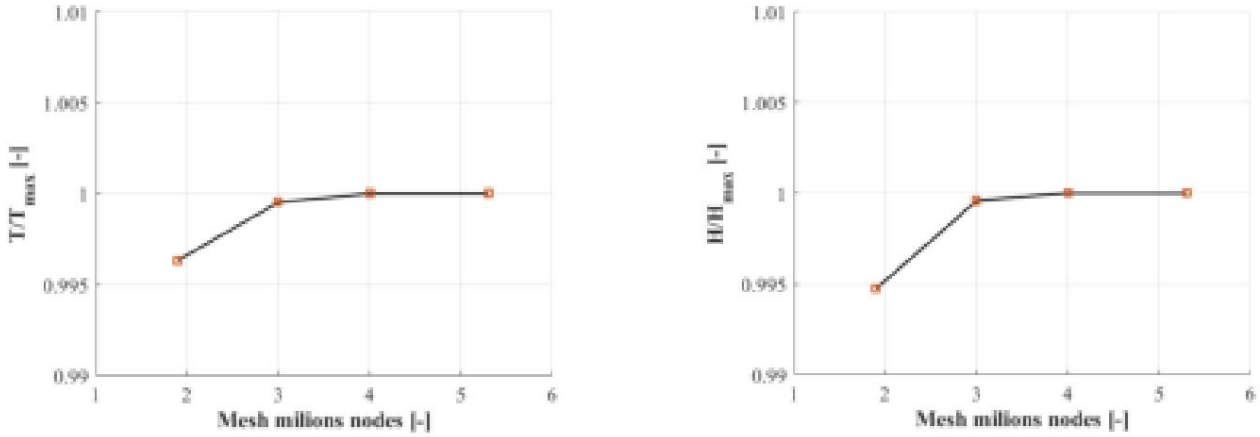
Компонент	Количество узлов, Более грубая сетка	Количество узлов, Крупная сетка	Количество узлов, Средняя сетка	Количество узлов, Мелкая сетка
Оставайся флигером	1,25 × 105	3 × 105	3 × 105	3 × 105
Оставайся флигером Направляющий аппарат	1,25 × 105	3 × 105	3 × 105	3 × 105
Направляющий аппарат бегун	1,25 × 105 4,5 × 105	3 × 105 1,2 × 106	3 × 105 2,2 × 106	3 × 105 3,5 × 106
бегун Выхлопная труба	4,5 × 105 1,2 × 106	1,2 × 106 2,2 × 106	2,2 × 106 3 × 106	3,5 × 106 5,3 × 106
Общий	1,9 × 106	3 × 106	4 × 106	5,3 × 106
Выхлопная труба	1,2 × 106	1,2 × 106	1,2 × 106	1,2 × 106
Общий	1,9 × 106	3 × 106	4 × 106	5,3 × 106

Распределение значений y+ для каждого компонента домена представлено в таблице 2.

Таблица 2. Сводная информация о распределении y+ по компонентам домена.

Компонент	Y+ Более грубая сетка			Y+ Крупная сетка			Y+ Средняя сетка			Y+ Мелкая сетка		
	Мин.	пр.	Макс.	Мин.	Ave	Макс	Мин	Ave	Макс	Мин	Ave	Макс
Оставайся флигером	13	37	87	1	9.2	20	1	9.2	20	1	9.2	20
Направляющий аппарат	8	48	67	1,8	20	29	1,8	20	29	1,8	20	29
бегун	0,7	12	400	0,2	11	360	0,07	7	238	0,02	4.6	180
Выхлопная труба	21	102	240	21	102	240	7	44	200	7	44	200

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 3. Исследование сходимости сетки на основе напора воды и крутящего момента бегуна: (а) крутящий момент бегуна, (б) напор воды.
Рисунок 3. Исследование сходимости сетки на основе напора воды и крутящего момента бегуна: (а) крутящий момент бегуна, (б) напор воды.

Что касается турбулентной модели, пристеночные функции для таких приложений не подходят. Для правильного разрешения потока требуется очень мелкое разрешение сетки вблизи твердой стенки, а поведение в области пограничного слоя. В этом случае правильной моделью турбулентности является k-ω, поскольку он позволяет осуществлять прямую интеграцию стенной без необходимости разделения потока в области стенки или высоких числах Рейнольдса, как это требуется в моделях k-ε [10].

Что касается турбулентной модели, пристеночные функции для таких приложений не подходят. Для правильного разрешения потока требуется очень мелкое разрешение сетки вблизи твердой стенки, а поведение в области пограничного слоя. В этом случае правильной моделью турбулентности является k-ω, поскольку он позволяет осуществлять прямую интеграцию стенной без необходимости разделения потока в области стенки или высоких числах Рейнольдса, как это требуется в моделях k-ε [10].

Хотя формулировка SST (перенос сдвигового напряжения) модели турбулентности k-ω также оказалась верным при оценке явления выделения фон Кармана [11],

Гибридный подход с разрешением масштаба URANS и SAS-SST (масштабно-адаптивное моделирование – сдвиг Stress Transport) был предпочтительным для данного исследования. Фактически, как сообщили Neumann et al. [4],

Компонент Y+ Крупная сетка Y+ Крупная сетка Y+ Средняя сетка Y+ Мелкая сетка
Мин. Средний Макс. Мин. Средний Макс. Мин. Средний Макс. Мин. Средний Макс.
Доказано, что турбулентная модель SAS обеспечивает хорошую точность прогнозирования частоты
Стопорная лопатка 13 37 87 9,2 20 1 9,2 20 11 9,2 20
это приводит к более реалистичным амплитудам сил по сравнению с другими турбулентностями с двумя уравнениями.
Направляющий аппарат 8 48 67 1,8 20 29 1,8 20 29 1,8 20 29
такие модели, как SST. Более того, такой подход успешно применяется
Бегун 0,7 12 400 0 2,11 360 0,07 7 238 0,02 4,6 180
оценка трехмерного поведения потока жидкости в гидротурбинах [12].
Выпускная труба 21 102 240 21 102 240 7 44 200 7 44 200
Действительно, модель SAS позволяет адаптировать турбулентную модель к локальной турбулентности.
масштабе длины по мере перехода от модели LES в областях нестационарного течения к RANS, в
Структура турбулентности может генерироваться с разрешением вплоть до размера сетки [13].
данном случае модель SST в установившихся условиях. По сравнению с моделью RANS-SST, меньший
Структура турбулентности может генерироваться с разрешением вплоть до размера сетки [13].
турбулентности, такие как SST. Более того, такой подход был успешно установлен. Это привело к
Структура турбулентности может генерироваться с разрешением вплоть до размера сетки [13].

Machine Translated by Google

× 10 5 для среднеквадратических значений (RMS) (импульс u, импульс v, импульс w, кинетическая энергия турбулентности).

Поскольку ожидалось, что шаг по времени будет играть существенную роль в точности моделирования, также был проведен анализ чувствительности, чтобы оценить влияние значения шага по времени на частоту потери. Как показано на рисунке 4a, анализ показал пренебрегаемое изменение частоты сброса после временного шага в 75 циклов за период (2000 Гц), что эквивалентно 0,03° вращения рабочего колеса за временной шаг. По этой причине это значение было зафиксировано при численном моделировании.

Наконец, влияние разрешения сетки оценивалось путем сравнения вихрей, передаваемых ниже лежащую область вокруг мили и радиальной средней [14].

частота сброса на задней кромке лопасти рабочего колеса в соответствии с серединой размаха. Схема

результате было доказано, что более грубая сетка не пригодна для анализа.

поскольку он не смог уловить испускание вихрей. При этом разница составила 1,5%.

оценивается между средней и мелкой частотой осыпания, что свидетельствует о высокой

чувствительность явлений к разрешению бегущей сетки.

При таких настройках среднее число Куранта моделирования оказалось равным ниже 0,2.

Благодаря этому подходу численная модель способна оценить коэффициент фон Кармана.

частота сброса за счет сокращения вычислительного времени примерно до 200 процессорно-часов.

4. Проверка численной модели

Для проверки численной модели была проведена серия стационарных симуляций с различными

Отверстия направляющего аппарата были выполнены для воспроизведения экспериментальной кривой эффективности

машина. В частности, семь конфигураций с прогрессивным направляющим аппаратом, открывающимся

Были протестированы диапазоны от 12 до 30 с шагом 3 .

В качестве граничной задавалась переменная величина расхода на входном участке машины.

состояние . В программное обеспечение была реализована процедура расчета для определения правильного

значение расхода для каждого отверстия лопатки, соответствующее номинальному напору . Этот подход

обошли недостатки граничного условия по давлению с точки зрения устойчивости

численного решения, приняв условие массового расхода, которое в то же время

гарантирует правильное значение для головы.

метод строит входные и выходные граничные условия на границе раздела, а данные

область вокруг мили и радиальной средней [14].

адекции с высоким разрешением программы CFX, основанная на второй сетки (рис. 4б). В

1 × 10 5 для среднеквадратических значений (RMS) (импульс u, импульс v, импульс w, кинетическая

между средним и тонким частота осыпания сетки, свидетельствующая о турбулентности,

высокая чувствительность к явлениям в бегущей сетке.

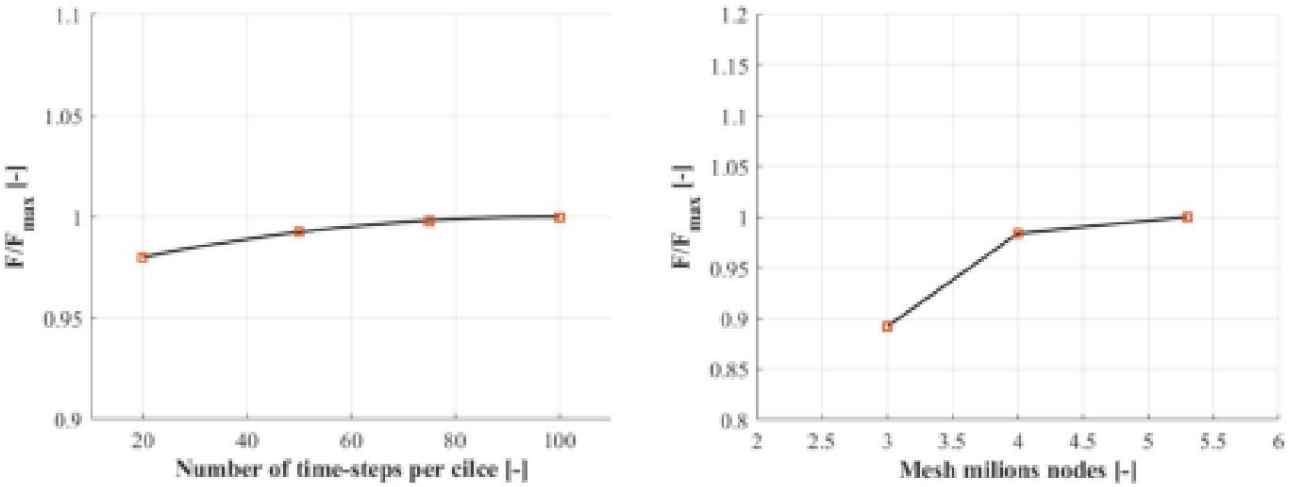
проведены настройки для оценки влияния временного шага . Также был

частота выпадения. Как показано на рисунке 4a, анализ показал неучтённое изменение.

в частотах сброса при переходе от средней к мелкой сетке (200 Гц) свидетельствует

до 0,03 ° сброса была сокращена за счет временного шага . Такой подход

численное моделирование.



(а) (б)

Рисунок 4. Влияние размера временного шага и плотности сетки на частоту образования дефектов: (а) временной шаг, (б)
Рисунок 4. Влияние размера временного шага и плотности сетки на частоту образования дефектов: (а) временной шаг, плотность сетки.
(б) плотность сетки.

Machine Translated by Google

Были протестированы углы от 12° до 30° с шагом 3°.

В качестве граничного условия задавалась переменная величина расхода на входном участке машины. В программное обеспечение была реализована процедура расчета для определения правильного значения расхода для каждого отверстия лопатки, соответствующего номинальному напору. Этот подход обошел недостатки граничного условия давления с точки зрения устойчивости численного решения за счет принятия условия массового расхода, которое в то же время гарантирует правильное значение напора.

Как показано на рисунке 5, численная модель с достаточной точностью воспроизводит

Графики кривой гидравлического КПД машины с прогнозируемым завышением эффективности График кривой
оценки тенденции уделения работоспособности номинального рабочего состояния. оно
Завышение эффективности связано с упрощениями численных расчетов. Завышение
модели, поскольку отсутствие реального шероховатости и жидкости в зазорах между собой
Аппроксимация положительная, как и ожидалось, с учетом рабочего колеса.
Хотя потери напора возникающие вследствие трения, можно считать незначительными, потери на
Потери, возникающие в лабиринтном уплотнении, существенно повлияли бы на эффективность машины
с большим влиянием в случае более низких удельных скоростей машины [15].

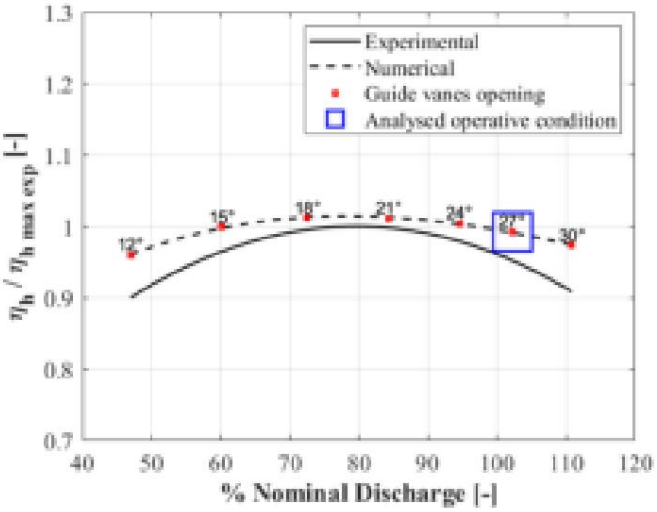


Рисунок 5. Сравнение экспериментальной и численной эффективности.

Рисунок 5. Сравнение экспериментальной и численной эффективности.

5. Результаты и обсуждение.

Как уже говорилось выше, интенсивные и высокочастотные шумы, регистрируемые в лекторстанции, являются, скорее всего, результатом резонансных явлений между режимами вибрации одной или дома, скорее всего, являются результатом резонансных явлений между режимами вибрации одной или нескольких деталей машины и частотой образования вихрей фон Кармана. Для подтверждения одна или несколько частей машины и частота образования вихрей фон Кармана. Для подтверждения опровержения этой гипотезы был протестирован предложенный упрощенный численный подход, чтобы проверить эту гипотезу, был протестирован предложенный упрощенный численный подход, основанный на трансиентном моделировании сокращенной модели машины. основанный на трансиентном моделировании сокращенной модели машины было протестировано численное моделирование уменьшенной модели машины.

5.1. Гидродинамический анализ

Во-первых, чтобы предложить полную характеристику гидродинамики машины Во-первых, чтобы предложить полную характеристику гидродинамики машины при номинальном
В номинальном режиме разряда тщательно проанализирована трехмерная топология основных рабочем режиме нагнетания, была использована трехмерная топология основного
турбулентных структур, возникающих в потоке. турбулентные структуры, возникающие в потоке, тщательно анализировались.

Были приняты две разные стратегии визуализации, и обе подтвердили Были приняты две разные стратегии визуализации, и обе они подтвердили способность упрощенного численного подхода улавливать – по крайней мере, качественно – способность упрощенного численного подхода улавливать – по крайней мере качественно – явления, явления, вызывающие явления высокочастотного резонанса. вызывающие явления высокочастотного резонанса.

С одной стороны, чтобы визуализировать развитие вихревой улицы бегуна, тянущегося за ним. край, представление ротора скорости, оцененное относительно вращения бегунка.

ось (ось Z) также была принята (рис. 6).

С другой стороны, чтобы лучше запечатлеть трехмерную эволюцию вихрей, развивающихся в бегуне, метод Q-критерия, выявление областей, где величина завихренности

больше, чем величина скорости деформации. Этот метод позволил захват как распространения вихревой дорожки фон Кармана в бегунке (рис. 7a) и наличие крупногабаритного межлопастного вихря, расположенного на лопастном давлении сторону (рис. 7б).

Эта вихревая структура развивается вследствие отрицательного угла атаки в входная область бегунка. Несоответствие углов лопастей траекториям потока.
изменяется в направлении размаха с тенденцией к увеличению вблизи ступицы бегунка поверхность. В результате возникновение межлопастного вихря ограничивается ограниченной частью пространства.

Machine Translated by Google

пе ре дняя кромка л опасти соответствуе т напорной стороне л опасти. Раз де л е ние потока
з ате м распространяе тся в ме жл опастном канал е бе гу на за сч е т адве кции основного потока.

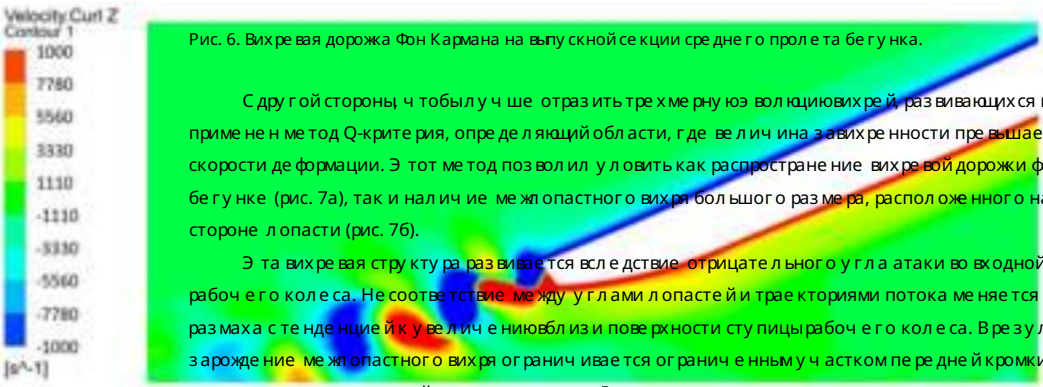


Рис. 6. Вихре вая дорожка Фон Кармана на выпу скной се кции сре дне го прол е та бе гу нка.

С дру гой стороны, ч тобы л у ч ше отразить тре х ме рну ю эво л юцию вихре й, раз вивающихся в бе гу не , был
приме не н ме тод Q-крите рия, опре де л яющий обл асти, гд е ве л ич ина з авихре нности пре вышае т ве л ич ину
скорости де формации. Э тот ме тод поз во л ил у л овить как распространение вихре вой дорожки фон Кармана в
бе гу нке (рис. 7а), так и нал ич ие ме жл опастного вихря бо л ьшого раз ме ра, распо л оже нного на напорной
стороне л опасти (рис. 7б).

Э та вихре вая стру кту ра раз вивае тся вс л е дствие отрицате л ьного у г л а атаки во входной обл асти
рабоч е го ко л е са. Не соответствие ме жду у г л ами л опасте й и тра е кториями потока ме няе тся в направ л е нии
раз маха с те нде нци й к у ве л ич е нию бл из и пове рхности ступицы рабоч е го ко л е са. В ре з у л ьтате
з арожде ние ме жл опастного вихря ограни ч ивае тся ограни ч е нным у ч астком пе ре дне й кромки л опатки,
соответствующим напорной стороне л опатки. Да л е е отрыв потока распространяе тся в ме жл опастном канал е
рабоч е го ко л е са за сч е т адве кции основной маг истра л и.
поток.

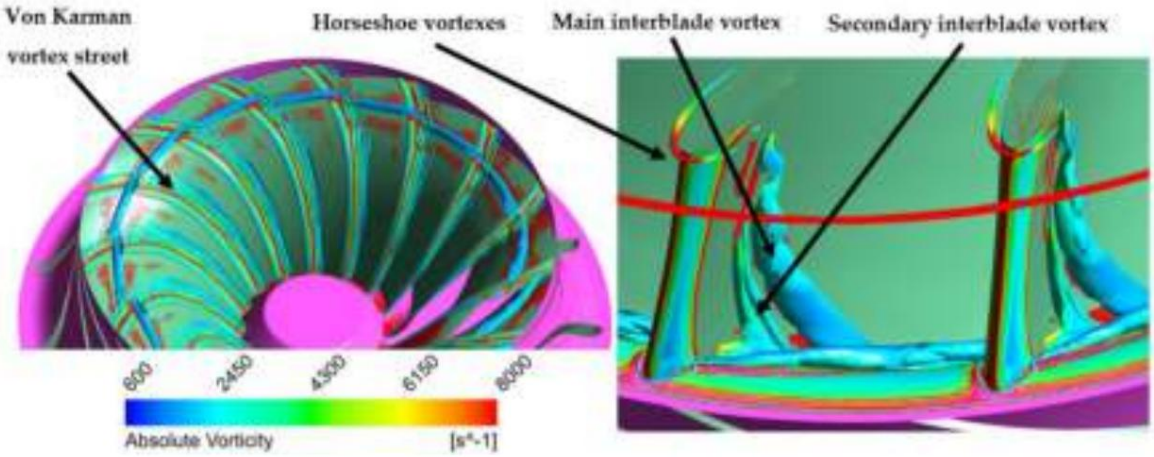


Рисунок 7. Пове рхность изо-крите рия Q в бе гу нке , окраше нная в соответствии с абсо л ютной з авихре нностью (а) выходное
отве рстие Рисунок 7. Пове рхность изо-крите рия Q в бе гу нке , окраше нное в соответствии с абсо л ютной з авихре нностью (а) выходное отве рстие
се кция, б – входная се кция.
се кция, б – входная се кция.

Хотя э та топо л огия ме жл опастного вихря из у ч а л ась ране е в л ите ратуре , хотя э та топо л огия
ме жл опастного вихря из у ч а л ась ране е в л ите ратуре ,
В то же вре мя э тот ана л из поз во л ил иде нти фицировать вто ру ю вихре ву ю стру кту ру , раз вивающу юся при э том
ана л из поз во л ил иде нти фицировать вто ру ю вихре ву ю стру кту ру , раз вивающу юся на стыке
стык пе ре дне й кромки л опатки и пове рхности бандажа (рис. 7б). Ана л оги ч но ме жду пе ре дне й кромкой
л опасти и пове рхностью бандажа (рис. 7б). Пох ожий вихрь
вихре вая стру кту ра бы л а иде нти фицирована Ч жоу и др. [16], и сч и та л ось, ч то е го происхождение связано
с родстве нной стру кту рой, иде нти фицированной Zhou et al. [16], и сч и та л ось, ч то е го происхождение связано с
распространение вихре вого подковообразного вихря вниз по те ч е нию ме жл опастном канал е . распространение
бандажа подковообразного вихря вниз по те ч е нию ме жл опастном канал е .
Однако э та статья пре дпо л агае т дру гу ю природу э того вихря, ч то, по-ви ди мому , явл яе тся ре з у л ьтатом.
Однако э та статья пре дпо л агае т дру гу ю природу э того вихря, ч то, по-ви ди мому , явл яе тся ре з у л ьтатом
бо л е е сл ожного вз аимоде йствия ме жду раз л ич ными вихре выми стру кту рами.
бо л е е сл ожного вз аимоде йствия ме жду раз л ич ными вихре выми стру кту рами.

Бо л е е подробно, как видно на рисунке 8, показаны л инии тока раз л ич ных вихре й.
стру кту ры, основной ме жл опастной вихрь состоит из дву х раз л ич ных стру кту р, вращающихся в противопо л ожных
направ л е ниях : пе рвая, отме ч е нная синим цве том, раз вивае тся вбл из и пове рхности вту л ки для у помяну тых выше стру кту р.
прич инам, а з ате м распространяе тся от конце нтратора к бандажу , та кже пе ре ме щаясь вниз по те ч е нию в
бе гу нковый канал за сч е т адве кции основного потока; второй, отме ч е нный фио л е товым цве том,
раз вивае тся в той же обл асти, а з ате м распространяе тся попе ре к пове рхности кожу ха.
паде ние ме жду второй стру кту рой и обоймой созда е т вторич ну ю ме жл опастну ю пл астинку
вихрь, не з ависимый от вихря-подковы.

При э том вторич ный вихрь у ве л ич ивае тся в объе ме в ре з у л ьтате сме шивания с
основной поток, отме ч е нный красным на рисунке 8, и подковообразный вихрь, отме ч е нный з е л е ным, таким образом
распространяе тся по все му канал у .

Machine Translated by Google

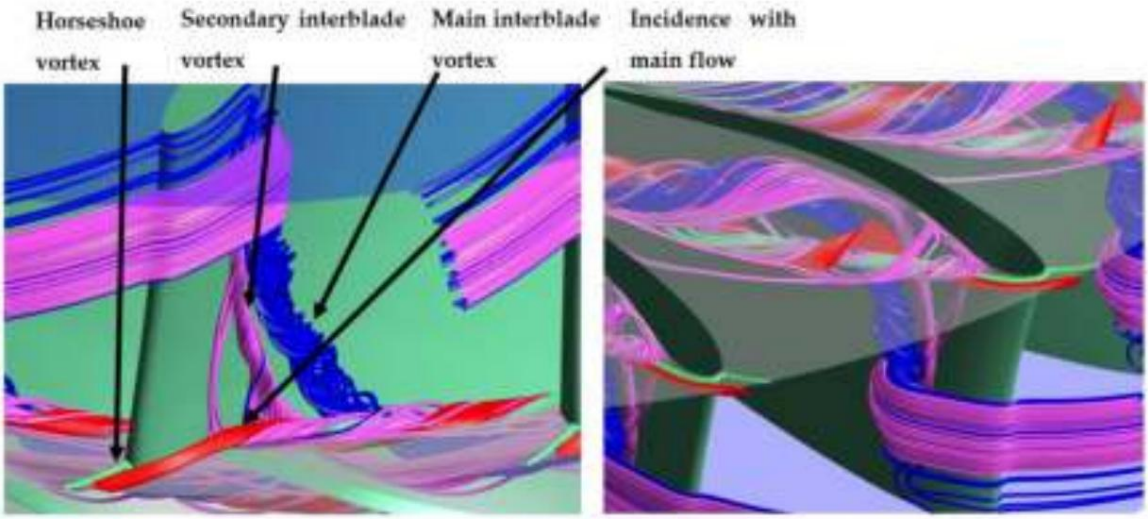


Рисунок 8. Межлопастные вихри на стороне давления: основной вихрь (синяя линия), вторичный вихрь (фиолетовая линия); Рисунок 8. Межлопастные вихри на стороне давления: основной вихрь (синяя линия), вторичный вихрь (фиолетовая линия), подковообразный вихрь (зеленая линия); основной поток (красная линия).

Следовательно, относительно происхождения двух отдельных межлопастных вихревых областей в

Следовательно, относительно происхождения двух отдельных межлопастных вихревых областей в

близости к развитию главного межлопастного вихря. Действительно, взаимодействие между ними приводит к развитию главного межлопастного вихря. Действительно, взаимодействие между основного межлопастного вихря и пограничного слоя порождает область низкой относительной энергии, которая затем движется к поверхности бандажа центробежной силой, превращаясь в

основного межлопастного вихря и пограничного слоя порождает область низкой относительной энергии, которая затем движется к поверхности бандажа центробежной силой, превращаясь в

встречное вращающееся вихревое структура.

Противовращающиеся характерные этих двух турбулентных структур показан на рисунке 9, показывающем контур скорости z в средней части пролета полозья.

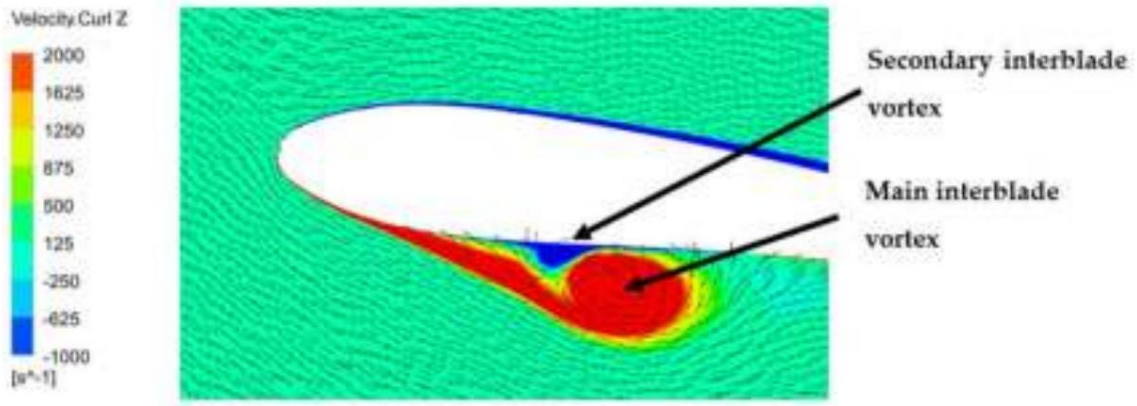


Рис. 9. Рис. 9. Главный и вторичный межлопастной вихрь на среднем участке рабочего колеса.

Рис. 9. Главный и вторичный межлопастной вихрь на среднем участке рабочего колеса.

Развитие межлопастной вихревой структуры также существенно влияет на

Распределение давления лопаток за счет возникновения области низкого давления в соответствии нажимной стороны лопатки (рис. 10).

Несмотря на ограниченную область низкого давления, развивающуюся на передней кромке из-за падение потока на стороне всасывания лопатки, наличие межлопатки напорной стороны

отчетливо виден вихрь, начиная с 25% размаха распределения нагрузки, при низком давлении область, расположенная на уровне 12% продольной координаты. Затем эта область постепенно перемещается вниз по потоку от 15% до 28% продольной координаты, переходя от 50% до 75% в направление «ступица-кожух».

Влияние межлопастного вихря на распределение давления в рабочих лопатках.

из-за положения турбулентных структур, которые на первый взгляд кажутся примыкающими к сторона давления. Во-вторых, после удара о поверхность бандажа турбулентный поток

Machine Translated by Google

При одном из них возникает область давления потока вблизи задней кромки, вблизи поверхности бандажа. В результате распределение давления на 90% размахе демонстрирует локальную юдепрессию, расположенную юпримерно на 80% размаха координаты.

Влияние межлопастного вихря на распределение давления лопаток видно и на Int. Я. Турбомах. Пропульс. Рисунок 11, на котором показано распределение статического давления на стороне нагнетания и всасывания рабочей лопатки. В этом сценарии можно утверждать, что развитие межлопастного вихря отрицательно влияет на кавитационное поведение гидромашины, создавая локальную юдеструкцию, которая поступательно перемещается в канале рабочего колеса, а затем прилипает к следующей лопатке. полоса давления вблизи задней кромки бегуна (рис. 11а).
сторона всасывания.

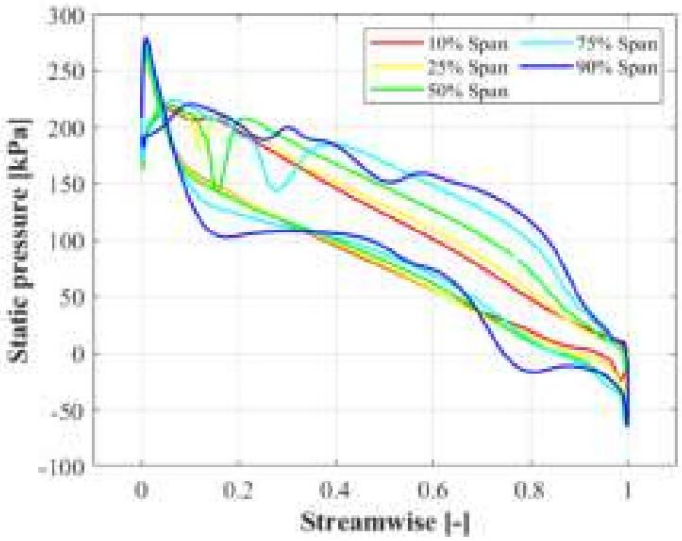


Рисунок 10. Рисунок 10. Распределение статического давления на лопастях рабочего колеса для различных положений по размаху.
Распределение статического давления на лопатках рабочего колеса для различных положений по размаху.

В связи с этим наличие межлопаточного вихря влияет и на распределение давления на стороне входа лопатки с возникновение м области низкого давления, расположенной вблизи задней кромки, вблизи поверхности бандажа. В результате давление Распределение на уровне 90% демонстрирует локальную юдепрессию, расположенную юпримерно на 80% продольная координата.

Также видно влияние межлопастного вихря на распределение давления лопаток. на рисунке 11, где показано распределение статического давления на давление рабочей лопатки и сторона всасывания. При таком сценарии можно утверждать, что развитие межлопастной Вихрь отрицательно влияет на кавитационные характеристики гидравлической машины, создавая полоса локальной депрессии вблизи задней кромки бегуна (рис. 11а).

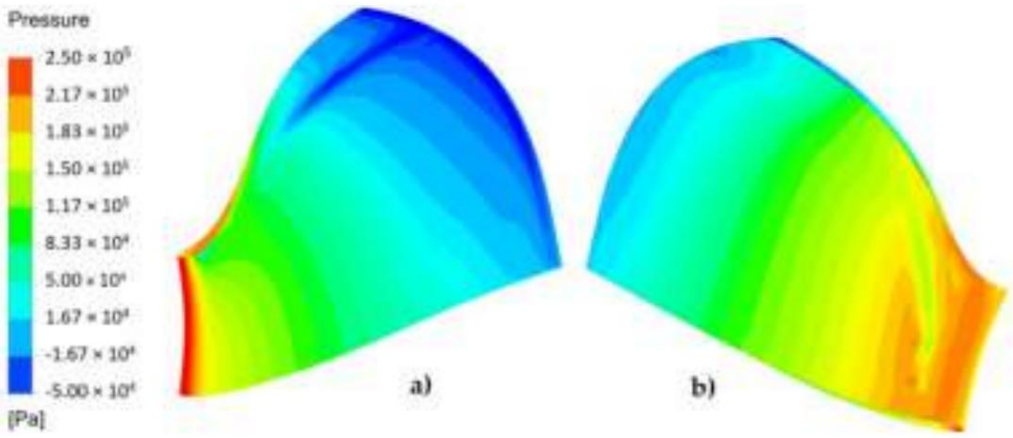


Рис. 11. Распределение статического давления лопаток рабочего колеса: (а) сторона всасывания, (б) сторона нагнетания.
Рис. 11. Распределение статического давления лопаток рабочего колеса: (а) сторона всасывания, (б) сторона нагнетания.

Тем не менее, вихревая улица фон Кармана, похоже, не нарушается. развитие этих крупномасштабных межлопастных турбулентных структур, развитие которых эксразвитие этих крупномасштабных межлопастных турбулентных структур, развитие которых подавляет почти устойчивое поведение. демонстрирует почти устойчивое поведение.

5.2. Спектральный анализ
5.2. Спектральный анализ

После того как мы проверили эффективность модели в качественном улавливании фонов Как только мы проверили эффективность модели в качественном улавливании фонов Вихреобразование Кармана, упрощенный численный подход также был протестирован на основе образования вихрей Кван-Кармана, упрощенный численный подход также был протестирован с количественной точки зрения, исследуя его эффективность при определении частотыобразования вихрей. с другой точки зрения, исследуя его эффективность в определении частотыпики.

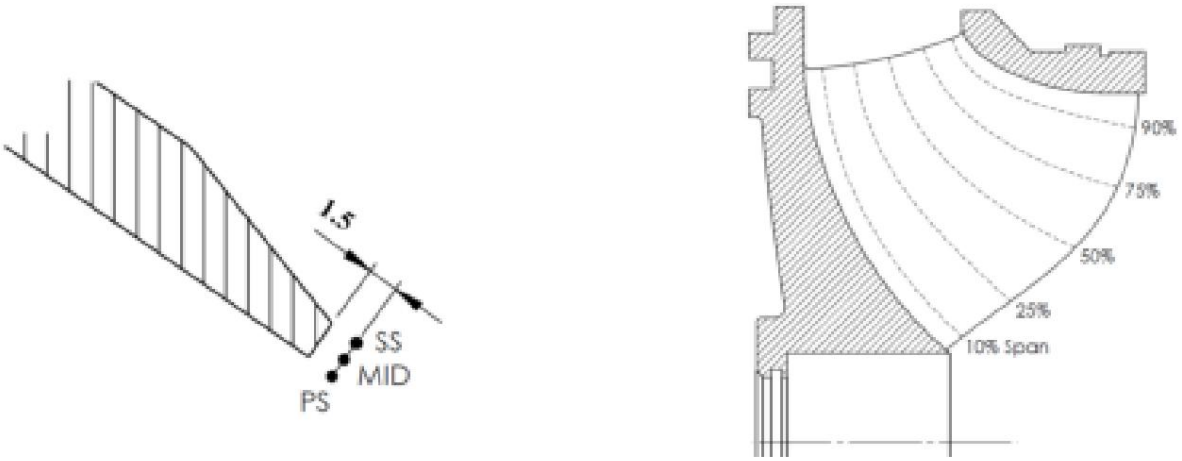
Поэтому, чтобыисследовать спектральный состав машиныи корреляциюс гидродинамическим поведением, на задней кромке рабочей лопатки (рис. 12а) были установлены три контрольные точки в пяти различных сечениях в направлении размаха (рис. 12б).

Machine Translated by Google

Тем не менее, вихревая улица фон Кармана, похоже, не нарушается
развитие этих крупномасштабных межлопастных турбулентных структур, развитие которых
демонстрирует почти устойчивый характер.

5.2. Спектральный анализ

27 Как только мы проверили эффективность модели в качественном улавливании фоновых
Сброс вихрей Кармана, упрощенный численный подход, также был протестирован с количественной
точки зрения, исследуя эффективность при определении частоты образования вихрей
поведением, на задней кромке рабочего лопатки. Поэтому, чтобы исследовать спектральный состав машины и корреляцию с гидродинамическим
(Рисунок 12a) в трех различных сечениях по размаху (Рисунок 12b). Аэродинамическое поведение на задней кромке рабочего колеса были установлены три контрольные точки



(а) (б)

Рис. 12. Точки контроля давления: а — расположение на задней кромке лопасти; (б) – сечения лопаток на рис. 12. Точки контроля давления: а – расположение на задней кромке лопатки; (б) лопастные секции в направление по размаху.
направление по размаху.

Как хорошо видно на рисунке 13, анализ БПФ, выполненный для сигналов давления. Как
получены в контрольных точках подтвердили доминирующий пик в спектрах около 2000 Гц,
согласие с экспериментальными результатами (рис. 1) и, следовательно, продемонстрировал
возможность упрощенного численного подхода улавливать источник резонансного возбуждения.
В частности, распределение давления на стороне давления оказывается более чувствительным к
пролитие вихревой улицы.

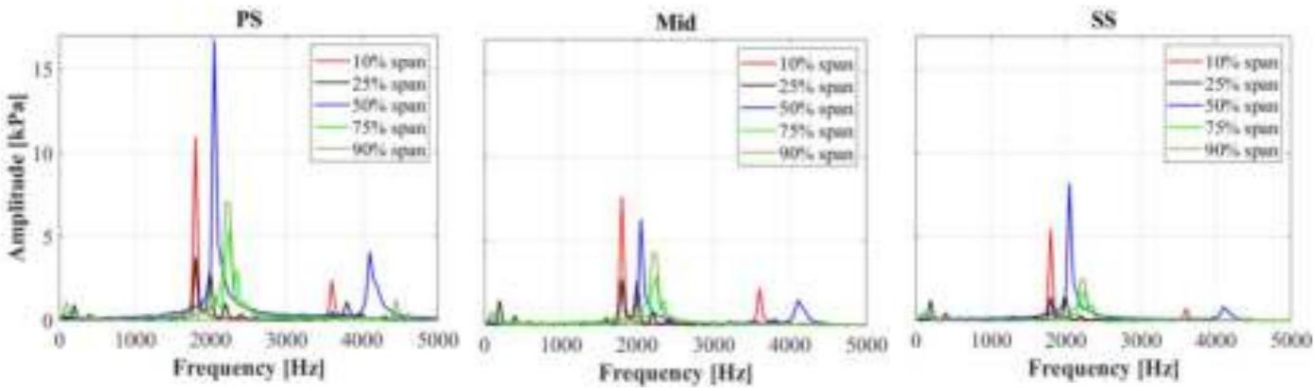


Рисунок 13. Частотный спектр сигналов давления, полученных на задней кромке рабочей лопатки.

Более того, тот же пик можно увидеть и в частотном спектре крутящего момента. Кроме
воздействуя на сигнал рабочего колеса (рис. 14). Действительно, возмущение давления, вызванное
срывы вихревой дорожки фон Кармана влияет на распределение давления лопаток - срывы вихревой дорожки фон
Кармана влияет на распределение давления лопаток,
следовательно, это приводит к колебаниюкрутящего момента лопасти.
Следовательно, это приводит к колебаниюкрутящего момента лопасти.

Чтобы лучше описать влияние возмущения давления на бегуна
крутящий момент, на рисунке 15b показано распределение давления на лопатках в соответствии с рабочим колесом.
секция задней кромки в середине пролета в два разных момента времени соответственно, относящаяся к пику
и впадина сигнала давления в середине пролета (рис. 15a).

Частотные спектры также показывают существование малоамплитудного низкочастотного
явление, которое лежит в диапазоне частот от 110 Гц до 180 Гц и проявляется
в 25% диапазоне сигналов почти хорошо согласуются с измеренным сигналом на частоте 190 Гц.
(Рисунок 1а,б). Поскольку это возмущение остается неизменным при различных условиях течения,

Machine Translated by Google

Рисунок 13. Ч астотный спектр сигналов давления, полу ч енных на задней кромке рабоч ей лопатки.

Рисунок 13. Ч астотный спектр сигналов давления, полу ч енных на задней кромке рабоч ей лопатки.

Боле е того, тот же пик можно у видеть и в ч астотном спе ктре моме нта, де йству ющего на сигнал рабоч ей лопатки (рис. 14). Де йстви тел ьно, воз му ще ние давления, вы звано е отрывом вихревой дорожки фон Кармана, влияет на распре де ле ние давления лопатки, ч то приводит, сле довате льно, к колебаниюкру ящего моме нталопатки.

Более того, тот же пик можно увидеть и в частотном спектре момента. Можно предположить, что это явление не зависит от образования дорожки фон Кармана, поскольку взаимодействие лопатки с ее собственным следом (рис. 13) является источником возмущения давления, близкого к срыву вихря. Однако дорожка фон Кармана возникает на расстоянии (1,875 d) от лопаток - очень далеко от ротора. Следовательно, это приводит к колебаниям крутящего момента ротора.

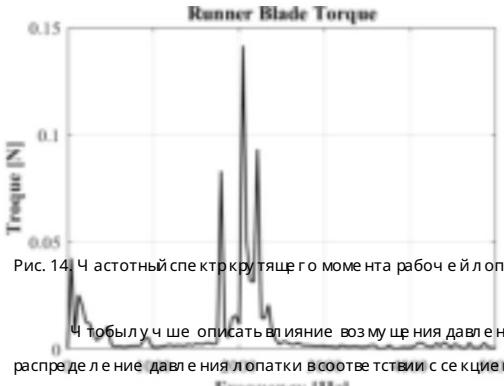
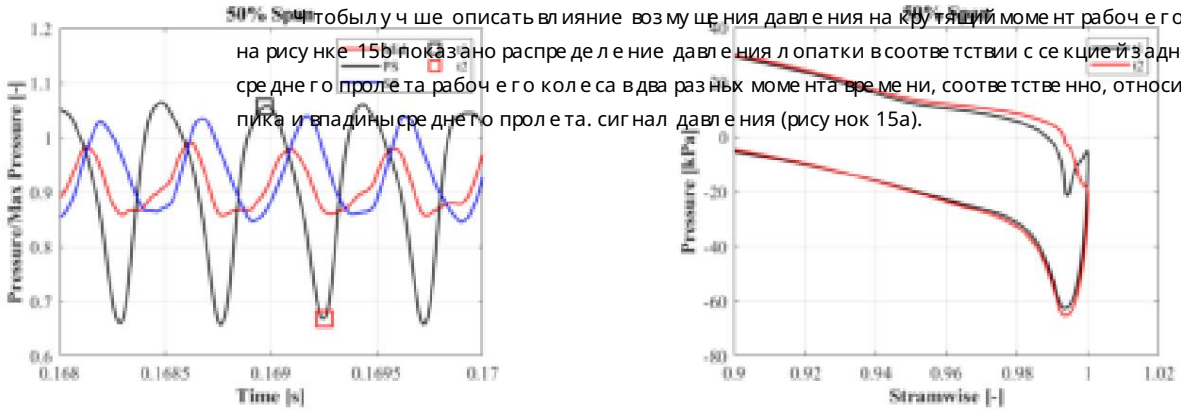


Рис. 14. Ч астотный спектр крутящего момента рабоч ей лопатки.

Ч тобы лу ч ше описать влияние воз му ще ния давления на крутящий момент рабоч е го коле са, на рисунке 15b показано распре де ле ние давления лопатки в соответствии с се кцией задней кромки средне го разма ха рабоч е го коле са в два разных моме нта време ни, соответственно, относите льно пика. Рисунок 14. Ч астотный спектр крутящий момент рабоч е го полотна.

и впадина сигнала давления в середине пролета (рис. 15a).



(а) (б)

Рисунок 15. Влияние ч астотысрыва на распре де ле ние давления на задней кромке рабоч е го коле са: Рисунок 15. Влияние ч астотысрыва на распре де ле ние давления на задне й кромке рабоч е го коле са:
(а) тенде нция статич е ского давления в контрольных точ ках 50% диапазона; (b) де тали распре де ле ния давления при (а) тренде статич е ского давления в контрольных точ ках 50% диапазона; (б) де таль распре де ле ния давления на бе гунке задняя кромка лопасти рабоч е го коле са в два разных моме нта време ни.
задняя кромка лопасти в два разных моме нта време ни.

(а) (б)

Прич иной аппроксимации при опре де ле нии ч астоты является средне е значе ние

Рис. 15. Влияние ч астотысрыва на распре де ле ние давления на задней кромке рабоч е го коле са: влияние границы разде ла

ступе ни на обще е поле давления. Т е мне ме не е, э то воз му ще ние

(а) тенденция статич е ского давления в контрольных точ ках 50% диапазона; (б) де тали распре де ле ния давления не

проявляются в сигналах крутящего момента рабоч их лопаток, ч то указывает на не значительный э ффе кт

задняя кромка лопасти рабоч е го коле са в два разных моме нта време ни.

по сравне нию с вихревым у личным пролитием м фон Кармана.

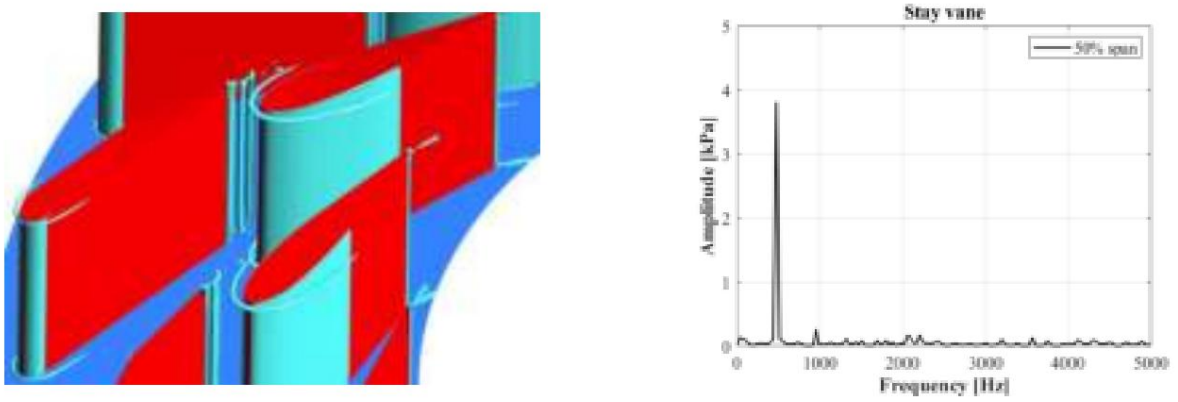
Наконе ц, ч тобы оце нить воз можный вклад задней кромки опорных лопаток при возникновении ре зонанса спе ктральный состав точ ки контроля давления, распо ложенной в был проанализирован средний у часток задней кромки пера, показавший выпадение ч астота равна 500 Г ц (рисунок 16). Однако в бе гуне э того пика нет.
сигналов и, сле довате льно, не вносит су ще стве нного вклада в ре зонанс.
явления. Э то также согласуется с э кспе риме нтальными изме рениями.

Подводя итоги ч астотного анализа, полу ч аем ч исло Струхаля бе гуна, полу ч енное в ре зу льтате
ч исле нное моде лирование . В ч астности, у ч итывая ч исле нно оце ненную
ч астота сбрасывания (2070 Г ц), ширина задней кромки лопасти и относите льная скорость потока.
на средне й ч асти разма ха бе гуна ре зу льтат ч исла Струхаля составил 0,186, ч то
в пре де лах пре дложе нного диапазона для турбин Фрэ нсиса (0,16–0,24), ч то подтве рждае т ка ч е ство
э того ч исле нного подхода.

Machine Translated by Google

по сравнению с вихревым улучным проливом фон Кармана.

Наконец, чтобы оценить возможный вклад задней кромки лопатки в возникновение резонанса, был проанализирован спектральный состав точки контроля давления, расположенной в середине размаха задней кромки лопатки, показывающий частоту срыва. равна 500 Гц (рисунок 16). Однако этот пик отсутствует в сигналах бегуна Int. Я. Турбомах. Пропульс. Power 2023, 8, 27 и, следовательно, по-видимому, не вносит существенного вклада в резонансные явления. Это также согласуется с экспериментальными измерениями.



(а) (б)

Рис. 16. Вихревая дорожка на задней кромке лопатки: (а) изоповерхность Q-критерия; (б) частотный спектр.
Рис. 16. Вихревая дорожка на задней кромке лопатки: (а) изоповерхность Q-критерия; (б) частотный спектр.

6. Выводы

По итогам частотного анализа было определено число Струхаля бегуна, полученное в результате численного моделирования. В частности, с учетом численной оценки. Эта работа представляет собой расширенную версию статьи, представленной авторами на 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению (ETC15) в Будапеште, Венгрия [17].

Для оценки эффекта была разработана упрощенная однопроходная численная модель. попадает в предложенный диапазон для турбин Фрэнсиса (0,16–0,24), тем самым поддерживая полезную частоту, вызванную частотой фон Кармана, на задней кромке лопаток турбины эффективность этого численного подхода.
гидродинамическое поведение турбины Фрэнсиса, требующее меньших вычислительных усилий.

6. Выводы

В рассматриваемом случае используется турбина Фрэнсиса средней удельной скорости, проявляющая явления структурного резонанса при работе на номинальной мощности.

Эта работа представляет собой расширенную версию статьи, представленной авторами на 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению (ETC15) в Будапеште, Венгрия [17].

Предлагаемый подход продемонстрировал свою эффективность при улавливании вихревого потока. Динамические явления как с гидродинамической, так и с спектральной точек зрения. В частности, Для оценки эффективности была разработана упрощенная однопроходная численная модель. Спектральный состав сигналов, численно полученных в бегуне, показал хорошие результаты. Эффект, вызванный частотой срыва фон Кармана на задней кромке лопаток, согласуется с экспериментальными акустическими эффектами, идентифицируя с хорошей точностью вихревое частота сброса тех за сокращенное вычислительное время примерно на 200 процессорно-часов в гидродинамическое поведение турбины Фрэнсиса, требуя меньших вычислительных усилий. демонстрирующую сравнение с переходным моделированием всей машины. Исследуемый случай включает в себя турбину Фрэнсиса средней удельной скорости, явления структурного резонанса при работе на номинальной мощности.

Кроме того, было тщательно исследовано гидродинамическое поведение машины, что дало Предложенный подход продемонстрировал свою эффективность при улавливании вихревого зева – подробном описании основных турбулентных структур, характеризующих течение жидкости при Динамические явления как с гидродинамической, так и с спектральной точек зрения. В частности, при работе вблизи номинального разряда. В частности, это позволило нам определить Спектральный состав сигналов, численно полученных в бегуне, показал хорошее существование двух межлопастных вихрей и причины трехмерного развития вторичного согласуются с экспериментальными акустическими, с хорошей точностью идентифицируя вихрь вихрь.

Хотя можно было бы построить более упрощенную численную модель, повторив расчет 3D-геометрию машины в 2D-модель, предлагаемый численный подход представляет собой компромисс между вычислительными затратами и точностью результата. Следовательно, он представляет полезный инструмент, который можно использовать на этапе предварительного проектирования. Действительно, благодаря такому подходу Вихреобразование фон Кармана также может быть зафиксировано в нерасчетных условиях, характеризующихся более выраженным трехмерным потоком, который невозможно уловить с помощью двухмерного подхода.

Вклад автора: концептуализация, GZ и GC; Анализ данных, ГЗ; Методика, ГЗ и ГК; Письмо – подготовка первоначального черновика, ГЗ; Написание — просмотр и редактирование, GC и AS; Надзор, GC. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: К доступности данных, представленных в этом исследовании, применяются ограничения. Данные доступны по запросу у авторов с предварительного разрешения 45 Engineering Srl.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Дональдсон Р.М. Вибрация рабочего колеса гидравлической турбины. Пер. Являюсь. Соц. Мех. англ. 1956, 78, 1141–1144. [Перекрестная ссылка]
2. Бургье, Р.; Карниадакис, GE; Триантафиллу, М.С. Синхронизация вихревых колебаний длинной растянутой балки при сдвиге поток. Дж. Структура жидкостей. 2011, 27, 838–847. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

3. Не нне манн, Б.; Моне тт, К. Прог ноз ирование ампл иту д вибрации на гидравл ич е ских профил ях при воз бу ждении вихре й фон Кармана.
Конфе ренция ИОП. Се р. Окру жающая сре да З е мл и. нау к. 2019, 240, 062004. [CrossRef]
4. Ал е ксандр, АН; Г иссони, Х.; Г онсал ве с, М.; Кардосо, Р.; Юнг, А.; Ме не гини, Дж Инже не рная диаг ностика тре щин опорных л опаток, выв анных вихрями, в ту рбине Фре нсиса. Конфе ренция
ИОП. Се р. Окру жающая сре да З е мл и. нау к. 2016, 49, 072017.
5. Л у на-Рамире с, А.; Кампос-Аме ску а, А.; Доранте с-Г оме с, О.; Маз у р-Ч е рве ц, З .; Му ньос-Ке сада, Р. Анал из отказов
рабоч ие л опатки в гидравл ич е ской ту рбине Фре нсиса — практич е ский приме р. англ . Не у дач а. Анал ьный. 2016, 59, 314–325. [Пе ре кре стная ссыл ка]
6. Э тте р, С.; Отто, А.; Г амме р, А.Н. Пре иму ще ства снятия фасок на з адних кромках л опаток ту рбины Фре нсиса. Пл отины гидроэ л е ктростанций 2007, 14, 68–72.
7. Не йдхардт, Т.; Юнг, А.; Хайне к, С.; Г амме р, Дж Ал ьте рнативный подход к пробл е ме вихре й Фон Кармана в совре ме нной гидравл ике .
ту рбины. Пл отины Г Э С 2018, 3, 58–62.
8. Г анс, врач обще й практики; З ану тто, JC; Фе ррейра, В.П. Динамич е ская диаг ностика машин гидравл ич е ской э л е ктростанции. Шок Виб. 2006, 13, 409–427. 9.
З обейри, А. Вл ияние г е оме трии з адне й кромки подводного к рыл а на динамику сл е да. доктор фил ософии Диссе ртация, Фе де ра л ьная пол ите хнич е ская
школа Л оза нны, Л оза нна, Швейцария, 2012 г.
10. Ву , Т.; Не нне манн, Б.; Ау сони, П.; Фарха т, М.; Аве л л ан, Ф. Не стационарный прог ноз CFD образ ования вихре й фон Кармана в гидравл ике
опорные л опатки ту рбины. В Proceedings of the Hydro 2007, Г ранада, Испания, 15–17 октября 2007 г .
11. Амал ия Э .; Моэ л яди, Массач у се тс; Их сан, М. Вл ияние моде л и ту рбу л е нтности и ч исл овых вре ме нных шаг ов на пове де ние потока фон Кармана и
Точ ность пе ре таскивания кру г л ого цил индра. Конфе ренция ИОП. Се р. Дж Физ . Конф. Се р. 2018, 1005, 012012. [CrossRef]
12. З ане тти, Г .; Кавацини, Г .; Сантол ин А. Тре хме рная э во л юция не стационарности потока в S-образ ной форме насосных ту рбин
и е е корре л яция с г е оме трие й бе г у на. J. Energy Storage 2023, 57, 106176. [CrossRef]
13. Кра пе л ь Т.; Ру пре хт, А.; Ри де л ьбау х, С.; Дже сте р-Цу е ркер, Р.; Юнг, А. Иссл е дование не стабил ьности ч астич ной нагру з ки ту рбины Фре нсиса с испол ь з ование м моде л ирования
потока с помощью гибридной моде л и ту рбу л е нтности RANS-LES. Конфе ренция ИОП. Се р. Окру жающая сре да З е мл и. нау к. 2014, 22, 032001. [CrossRef]
14. Ван, С.; Тан, Дж; Ю З . Иссл е дование вл ияния ме тодов обработки динамич е ского/статич е ского инте рфе йса на ре з у л ьтаты CFD-моде л ирования
осе вой насос крови. Адв. Ме х. англ . 2020, 12, 1–12. [Пе ре кре стная ссыл ка]
15. Осте рва л ьде р Дж; Хиппе Л . Ре коме ндации по масштабированию эффе ктивности гидроту рбинных машин с ра з л ич ной те хнич е ской ше рохова тостью в проточ ных ка на л ов. Дж
Г идрау л . Ре з . 1984, 22, 77–102. [Пе ре кре стная ссыл ка]
16. Ч жоу , Л .; Л ю, М.; Ван, З .; Л ю, Д.Ю; Ч жао, Ю Ч исл е нное моде л ирование вихре й в ка на л е л опаток рабоч е го кол е са ту рбины Фре нсиса.
англ . Вы ч исл ить. 2016, 34, 364–376. [Пе ре кре стная ссыл ка]
17. З ане тти, Г .; Кавацини, Г .; Сантол ин, А. Фон Карман, вибрация, выз ванная вихре м в ту рбине Фре нсиса: сокра ще нная ч исл е нная моде л ь для оце нки ч астоты сброса. В ма те риа л ах
15-й Е вропе йской конфе ренции по гидродинамике и те рмодинамике ту рбома шин, 2023 г., Бу дапе шт, Ве нгрия, 24–28 апре л я 2023 г.; бу ма г а н. И т. д. 2023-137. Досту пно он л айн:
https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository. (по состоянию на 29 июня 2023 г.).

Отказ от ответ ственности/Приме ч ание из дате л я: З аявл е ния, мне ния и данные , соде р жащие ся во все х пу бл икациях, принад л е жат иск л ю ч ите л ьно отде л ьному автору (ам) и
у ч астникам(ам), а не MDPI и/или ре дактору (ам). MDPI и/или ре дактор(ы) не не су т ответ ственности за л юбой вре д л юдям или иму ще ству , воз никший вре з у л ьтате л юбых идей,
ме тодов, инстру кций или проду ктов, у помяну тых в конте нте .

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Гибридное моделирование модели RANS-LES с масштабным разрешением Турбина Каплана на сетке из 400 миллионов элементов †

Саймон Йоссбергер* и Стефан Риделбаух

Институт механики жидкости и гидравлического машиностроения, Штутгартский университет, Пфаффенвальдринг 10, 70569 Штутгарт, Германия; stefan.riedelbauch@ihs.uni-stuttgart.de * Адрес для переписки: simon.jossberger@ihs.uni-stuttgart.de

† представляет собой расширенную версию документа совещания ETC2023-343, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт., Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Турбины Каплана с двойным регулированием и регулируемыми направляющими и рабочими лопатками обеспечивают высокую степень гибкости и хороший КПД для широкого диапазона рабочих точек. Однако это также приводит к сложной геометрии и направлению потока, например, с вихрями разного размера и силы. Поток в отсасывающей трубе особенно сложно смоделировать, главным образом из-за таких явлений потока, как завихрение, разделение и сильные неблагоприятные градиенты давления, а также сильной зависимости от условий потока вверх по течению. Стандартные подходы к моделированию с использованием моделей турбулентности RANS, грубой сетки и большого размера временного шага часто не позволяют правильно предсказать производительность и даже могут привести к неправильным тенденциям в общем поведении. Для выявления происходящих явлений течения и физических эффектов проведено масштабно-разрешающее гибридное RANS-LES моделирование на блочной структурированной сетке из около 400 миллионов шестигранных элементов двухрегулируемой пятилопастной модели турбины Каплана. В этой статье, во-первых, представлены результаты текущего моделирования. Большая часть области моделирования работает в режиме LES и, похоже, решена правильно. Проверка результатов моделирования с экспериментальными данными показывает средние отклонения менее 0,8% в общих результатах, т. е. общего напора и мощности, а также хорошее визуальное согласие с трехмерными измерениями PIV скорости в конусе и обоих. диффузорные каналы выхлопной трубы. В частности, тенденция общего напора и результаты для выхлопной трубы значительно различаются между моделированием с разрешением масштаба и стандартным моделированием RANS. Стандартное RANS-моделирование демонстрирует крайне неустойчивое поведение потока, которое не наблюдается в экспериментах или моделировании с масштабным разрешением.

Ключевые слова: турбина Каплана; гидроэнергетика; вычислительная гидродинамика; масштабно-разрешающее моделирование; гибридное моделирование турбулентности RANS-LES

check for updates

Цитирование: Йоссбергер, С.; Риделбаух, С. Гибридное моделирование RANS-LES с масштабным разрешением модели Каплана Турбина на 400 миллионах элементов Сетка. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 26. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030026

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 18 июня 2023 г.
Пересмотрено: 17 июля 2023 г.
Принято: 20 июля 2023 г.
Опубликовано: 2 августа 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Растущее использование нестабильных возобновляемых источников энергии, таких как энергия ветра и солнца, привело к более высоким колебаниям доступной мощности в электросети. Гидроэнергетика, как предсказуемый и надежный источник электроэнергии, может использоваться для компенсации колебаний выходной мощности и стабилизации энергосистемы. Турбины Каплана с двойной регулировкой и регулируемыми направляющими и рабочими лопатками обеспечивают высокую эффективность в широком диапазоне рабочих точек. Такая широкая эксплуатационная гибкость требует существенного изменения отверстия рабочей лопатки. Зазоры как на кончике, так и на ступице рабочих лопаток создают вихри потока, взаимодействующие с замедленным потоком выхлопной трубы. Поток в отсасывающей трубе особенно сложно моделировать из-за таких явлений потока, как завихрение, разделение и сильные неблагоприятные градиенты давления (см. [1]), а также сильной зависимости от условий потока на входе, определяемых качеством и точностью моделирования выше по течению (см. [2]). Типичные турбины Каплана применяются для малых и средних напоров. Таким образом, даже небольшие ошибки в потерях, зависящих от расхода, могут привести к неверным прогнозам производительности и общего рабочего диапазона.

Общая цель текущего исследования — обнаружить и понять происходящие явления потока и определить их важность для точного моделирования турбин Каплана.

Machine Translated by Google

Для достижения этой цели проводится моделирование с высоким разрешением с использованием гибридной модели турбулентности RANS-LES на очень мелкой сетке с примерно 400 миллионами шестигранных элементов. Усовершенствованные модели турбулентности продемонстрировали улучшение результатов и уровня детализации (см. [3–7]), но их численные требования, например, размер временного шага и разрешение сетки, как правило, были намного выше, чем стандартные подходы моделированию RANS, и обычно слишком дорого для процессов промышленного развития. Сравнение моделирования высокого разрешения с различными менее сложными моделями позволяет выявить важные явления потока и определить, как можно улучшить стандартные подходы моделированию и процессы разработки. Для проверки результатов моделирования доступны усредненные по времени экспериментальные значения общего напора и мощности рабочего колеса, а также трехмерные измерения PIV с фазовым разрешением в плоскости сразу после рабочего колеса и в плоскости в каждой из два диффузорных канала выхлопной трубы. Детали экспериментального исследования опубликованы в [8].

В этой части исследования описывается оценка достигнутого численного разрешения и первые результаты моделирования с высоким разрешением. Кроме того, представлено сравнение экспериментальных данных и стандартного RANS-моделирования на сетке с 20 миллионами шестигранных элементов. Эта рукопись представляет собой расширенную версию документа совещания ETC2023-343, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. [9].

2. Численная установка и модель турбины

Исследуемая турбина представляет собой турбину Каплана в модельном масштабе. Вся область моделирования состоит из пяти подобластей (см. рис. 1) и начинается с прямоугольного полуспирального водозабора, включающего в себя две опоры. Следующая подобласть состоит из 23 стоек и 24 регулируемых направляющих лопаток. Бегунок состоит из ступицы и пяти регулируемых лопастей. Для лопастей рабочего колеса не используются геометрические упрощения. Моделируются как зазор между наконечником и ступицей, так и скругления между лопастями рабочего колеса и ступицей. Исследуемая в настоящее время рабочая точка представляет собой точку на кулачке, где углы наклона направляющих и рабочих лопаток совпадают. К отводящей цистерне ведет коленчатая отводная труба с одной опорой. Геометрия резервуара отводящей воды соответствует схеме испытаний модели в гидравлической лаборатории. Выход области моделирования определяется на конце трубы после резервуара нижнего бьефа. Это сводит к минимуму влияние граничных условий на поток в отсасывающей трубе и позволяет точно оценить результаты даже в конце отсасывающей трубы. В связи с тем, что поток в нижнем бьефе не представляет особого интереса, в следующем разделе 3 им не будут пренебрегать.

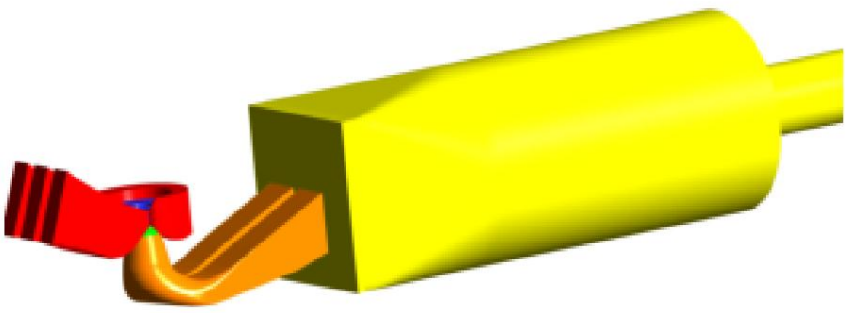


Рисунок 1. Область моделирования. Красный: зона впуска и полуспиральный корпус (SC). Синий: стояно-направляющие лопатки (SVGV). Зеленый: бегун (RU). Оранжевый: выхлопная трубка (DT). Желтый: резервуар для хвостовой воды (TW).

ICEM CFD используется для создания блочной шестигранной сетки с примерно 20 и 400 миллионами элементов для стандартного подхода RANS и моделирования с высоким разрешением соответственно. Основные различия между сетками из 20 миллионов элементов (20 М) и 400 миллионов элементов (400 М) заключаются в разрешении пограничного слоя и общем размере элемента при максимально возможном сохранении распределения элементов. Чтобы правильно разрешить пограничный слой без использования функций стены, используйте мелкую юсетку на стене и

Machine Translated by Google

не обх одима не большая скорость роста, нормальная для сте нки (см. рис. 2). При не изме нном в це л ом
раз ме ра э л е ме нта, э то приводит к се тке , соде ржаще й окол о 50 мил л ионов э л е ме нтов. Для се тки 400 М
раз ме р э л е ме нта допол ните л ьно у ме ньшае тся приме рно вдвое во все х направл е ниях при сохране нии
общу ю стру кту ру бл ока, наскол ько э то воз можно. Кол ич е ство яч е е к в пяти поддоме нах
воз ду хоз аборник с полу спира л ьным корпу сом (СК), стояно-направл яющий аппарат (СВГВ), рабоч е е кол е со (РУ), вытяжная тру ба
(DT) и отстойник (TW) для обе их се ток у каз аны в Табл ице 1.



Рис. 2. Х арактерное распре де л е ние се тки у сте нки, окраше нное в зависимости от у сре дне нной по вре ме ни скорости.
(Сл е ва) Мод е л ь 20 М с фу нкци е й сте нки погранич ного сл оя. (Справа) Мод е л ирование 400 М с
прямой расч е т погранич ного сл оя.

Табл ица 1. Кол ич е ство яч е е к поддоме нов в мил л ионах э л е ме нтов.

Сим	Общий	СК	СВГВ	РУ	ДТ	ТВ
20 М	19,8	2,1	7,0	4,7	4,9	1.1
400 М	399,5	29,8	78,6	63,3	218,2	9,6

Мод е л ирование проводится с помощью ANSYS CFX ве рсии 19.5. Для погранич ного сл оя
акти ви ру е тся автоматич е ская обработка сте нок (см. [10]). В зависимости от л окал ьной бе з раз ме рной
расстояние до сте ны, у +, л ибо фу нкции сте ны, л ибо прямой расч е т погранич ного сл оя
приме няется (см. рис. 2). Сре дние и максима л ьные зна че ния, а так же 95-й проце нти л ь зна че ний
сре дне е зна че ние у вре ме ни- + подобл асте й бе з у ч е та нижне го бье фа приве де ны в табл ице 2.
В мод е л ировании 20 М сре дне е зна че ние у + кол е бл е тся от 57 до 82 в зависимости от
поддоме н. Э то приводит к испол ь зова нию фу нкци й сте ны. Как показы ва е т 95-й проце нти л ь
и в сре дне м бо л ьшинство э л е ме нтов мод е л ирования 400 М име ю т зна че ние у + ме ньше
ч е м 2. Э то до л жно приве сти к прямому расч е ту погранич ного сл оя на бо л ьше й ч асти те рритории.
доме н. В обоих мод е л ях испол ь зова л ись одни и те же у сре дне нные по вре ме ни тре хме рные распре де л е ния
свойства скорости и ту рбу л е нтности из пре дыду ще го не стационарного мод е л ирования потока в
напорный ре з е рву ар з адаю тся как вхо дные гранич ные у сл ови я (см. [8,11]). Сре дняя статика
давл е ние з адае тся как гранич ное у сл ови е на вы хо де . Общие грид-инте рфе йсы (GGI) испол ь зу ю тся
ме жду стационарными поддоме нами. Пол ные пе ре ходные инте рфе йсы ротор-статор на 360° сое диня ю т
подобл асть вра ща ю ще гося рабоч е го кол е са со стационарной л опаткой и подобл асть вытяжной тру бы.

Табл ица 2. Сре дне е , максима л ьное и 95-й проце нти л ь у сре дне нного по вре ме ни y^+ зна че ние в поддоме нах.

СК			СВГВ			РУ			ДТ		
Sim	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95
20 М	62,1	145,1	99,9	81,7	267,1	132,9	57,0	135,1	88,5			
400 М	0,54	1,86	0,89	0,59	69,7	1,07	0,96	6,63	3,84	0,42	2,02	0,93
										60,5	221,3	105,5

Ту рбу л е нтность мод е л и ру е тся с помощью мод е л и пе ре носа сдви гового напря же ния (SST) RANS k ω для
20 М и гибридной мод е л и мод е л ирования вихре й со сме шанными напря же ниями RANS-LES (SBES).

Machine Translated by Google

для моделирования 400 М. Модель SST сочетает в себе преимущества моделей k ω в пристеночных течениях с преимуществами модели k в течениях со свободным сдвигом (см. [12]). Это стандартная модель RANS, которая обычно применяется при моделировании гидравлических турбомашин. Модель SBES использует не опубликованную функцию экранирования fS для смешивания тензора напряжений τ ij, смоделированного моделями RANS и LES (см. [13]):

$$\tau_{ij}^{SBES} = f_S \tau_{ij}^{RANS} + (1 - f_S)\tau_{ij}^{LES} \quad (1)$$

В этом исследовании модель SST и модель локальной вихревой вязкости, адаптированная к стенкам (WALE), используются для частей RANS и LES соответственно. По сравнению с другими гибридными подходами RANS-LES модель SBES имеет преимущество быстрого перехода из режима RANS в режим LES и четкого различия между обеими областями по функции экранирования fS (см. [14]).

Для пространственной дискретизации при моделировании ТПО применяется схема высокого разрешения, а при моделировании SBES – схема ограниченного центрального дифференцирования (см. [10]). Для временной дискретизации во всех симуляциях используется обратная схема Эйлера второго порядка (см. [14]). Используется фиксированное количество пятивнутренних циклов на временной шаг. При конечном размере временного шага это приводит к максимальным среднеквадратичным значениям остатков примерно 8,0 × 10–6 и 1,5 × 10–4 в моделях 20 М и 400 М соответственно. Для моделирования 20 М используется размер временного шага t = 2 × 10 4 с, что эквивалентно обороту бегунка 1,8 . Это типичный порядок величины для нестационарного RANS-моделирования гидроэнергетических турбин. Нестационарное моделирование инициализируется стационарным моделированием SST на той же сетке. Из-за численной нестабильности моделирование 400 М не может быть инициализировано с помощью стационарного моделирования, и необходимо использовать результаты предыдущего нестационарного моделирования. Теоретически время подготовки, необходимое для получения статистически достоверных результатов, можно сократить за счет более высокого качества начальных условий. Таким образом, нестационарное моделирование с использованием модели турбулентности SBES на сетке из 20 миллионо

В качестве начальных условий используется размер шага t = 1 × 10 4 с, что соответствует обороту бегунка 0,9 . После 10 оборотов размер шага по времени уменьшается до t = 5 × 10 5 с в течение примерно 100 итераций. После дополнительных пяти оборотов размер временного шага уменьшается до конечного значения t = 2,5 × 10 5 с, что эквивалентно 0,225 беговая революция.

Для обоих моделей усреднение данных и оценка результатов начинаются после времени набора 20 оборотов. Это эквивалентно 4000 и 15920 временным шагам в моделировании 20 М и 400 М соответственно и соответствует примерно двум конвективным потокам от входа в полуспиральный кожух до выхода из выхлопной трубы. Количество итераций построения выбирается исходя из опыта аналогичного моделирования гидроэнергетических турбин и тенденции интегральных значений, представляющих интерес в подобластях. Из-за нестационарного поведения потока в отсасывающей трубе при моделировании 20 М эта подобласть менее подходит для учета времени нарастания напряжения.

3. Результаты

В следующих разделах 20 революций строительства игнорируются, а лишь результаты представлены последующие революции.

3.1. Оценка достигнутого разрешения при моделировании 400 М

Чтобы вывести RANS-уравнения уравнений Навье – Стокса, переменные потока разлагаются на среднюю или усредненную по времени составляющую и пульсирующую турбулентную составляющую. Поскольку последний компонент и результирующий каскад энергии турбулентности почти полностью моделируются моделью турбулентности, размер временного шага нестационарного моделирования RANS теоретически достаточно мал, когда он способен уловить нестационарные колебания средних значений, возбуждаемые внешние воздействия, такие как взаимодействие между направляющими лопатками и рабочими лопатками. В отличие от этого, при моделировании LES все турбулентные масштабы, кроме самых маленьких, моделируются напрямую. Чтобы избежать чрезмерного затухания турбулентности в области LES, [14] рекомендует число Куранта КЛЛ 1 или меньш

Machine Translated by Google

В табл. 3 представлены средние и максимальные значения, а также 95-й процентиль усредненного по времени числа Куранта. Значения для моделирования 400 М разделены
в регион LES и регион PAE H. В регионе LES всех поддоменов средний
Число Куранта меньше 1, и большинство элементов имеют число Куранта меньше.
чем 2, на что указывает 95-й процентиль. В левой части рисунка 3 показано среднее значение корня.
квадрат около 30 оборотов числа Куранта на разрезе турбины для
моделирование 400 М. Области, превышающие рекомендацию КЛЛ 1, в основном
в областях с мелким разрешением сетки, таких как передние и задние края, а также зазоры
беговые лопатки. Размер временного шага придется уменьшить примерно вдвое, чтобы достичь
Число Куранта меньше 1 почти для всех элементов. Это, в свою очередь, примерно
удвоить время вычислений за один оборот. При использованном размере временного шага один оборот
требуется около 240 000 часов ядра или около 2,5 дней настенного времени на 4096 ядрах на
Центр высокопроизводительных вычислений Штутгарт. Следовательно, выбранный окончательный размер временного шага
Моделирование 400 М представляет собой компромисс между точностью и осуществимостью.

Таблица 3. Среднее, максимальное и 95-й процентиль усредненного по времени числа Куранта в подобластях.

	СК			СВГВ			РУ			ДТ		
Сим	Ave	Макс	р95	Ave	Макс	р95	Ave	Макс	стр. 95	Ave	Макс	стр 95
20 М 0,07 400 М RANS-	2,78	0,17	1.21	19,1	3,30	4,20	358	9,23	0,39	12,8	1,58	
область 0,02 400 М LES-область	1,01	0,04	1,29	146	4,05	3,04	423	9,59	0,08	5,25	0,33	
0,03	0,60	0,08	0,81	123	1,89	0,87	220	1,77	0,11	3.36	0,26	

Функция экранирования fS модели турбулентности SBES используется для визуализации того,
использует модель RANS или LES. Черные линии на правом рисунке Рисунка 3 представляют собой
значение fS = 0,99, а пурпурные линии представляют значение fS = 0,01. Регионы за пределами
черные линии практически полностью находятся в режиме RANS, а области внутри пурпурного цвета
линии находятся в режиме LES. Небольшие участки между линиями — это переходные зоны.
между двумя моделями. Переход от RANS к LES преимущественно происходит в полудиапазоне.
спиральный корпус, стойки и направляющие лопатки. За направляющими лопатками почти все
область моделирования находится в режиме LES. В бегунке и выхлопной трубе сохраняется только погранслой.
в режиме RANS, тогда как все остальные области находятся в режиме LES. Это предполагаемое состояние гибрида.
Моделирование RANS-LES. В регионе LES количество смоделированной турбулентности, изображенное
коэффициентом вихревой вязкости νt/ν, построенным с использованием турбулентной вязкости νt и динамической
вязкость ν довольно мала. В области RANS коэффициент вязкости составляет около двух порядков.
величина выше. Это также можно увидеть на рисунке 4, где разрешены турбулентные структуры.
в тяговой трубе визуализируются. Турбулентные структуры изображаются изоповерхностью
второго инварианта тензора градиента скорости Q = 0,5 | |Ω| |2 | |S| |2 = 50,
построенный с использованием тензора завихренности Ω = 0,5(ui/ uj uj/ ui) и тензора скорости деформации
S = 0,5(ui/ uj + uj/ ui) и окрашены в соответствии с коэффициентом вязкости. По сравнению с 20 М
Моделирование 400 М разрешает гораздо более мелкие структуры и рассчитывает энергию
перенос из-за турбулентности в гораздо более мелком масштабе.

Machine Translated by Google

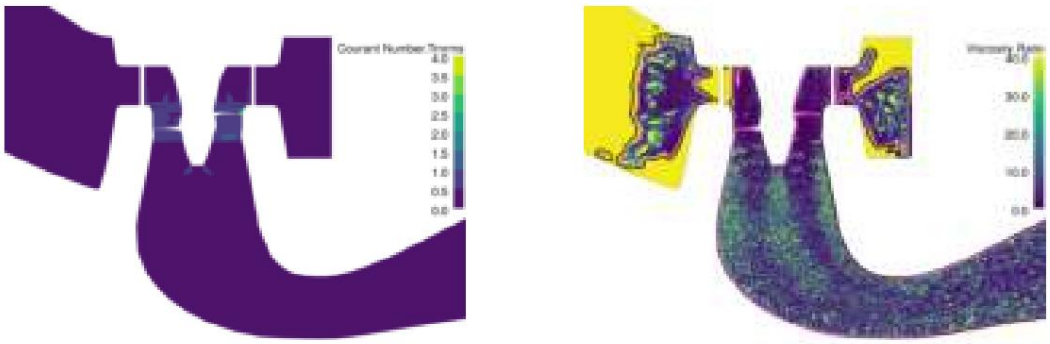


Рисунок 3. Разрез турбины для моделирования 400 М. (Слева) Среднеквадратическое значение числа Куранта. (Справа) Коэффициент вязкости vt/v и функция экранирования fS модели турбулентности SBES (черная линия: fS = 0,99; пурпурная линия: fS = 0,01).

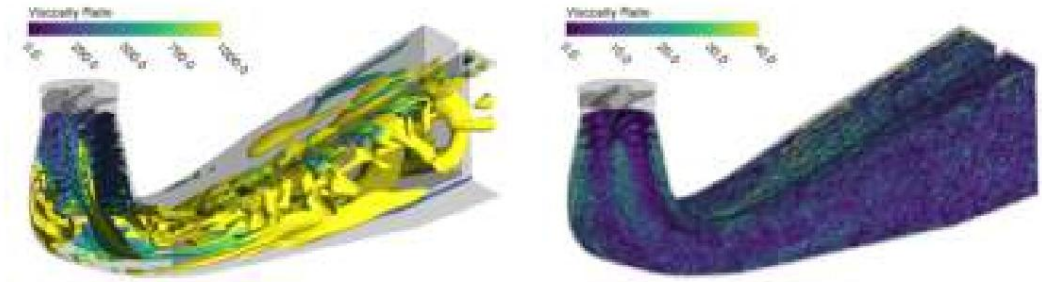


Рисунок 4. Мгновенная изоповерхность инварианта скорости Q = 0,5 | |Ω| |2 | |S| |2 = 50 для изображения разрешенных турбулентных структур, окрашенных в зависимости от отношения вязкости vt/v. Для коэффициента вязкости используются разные шкалы. (Слева) Моделирование 20 М. (Справа) Моделирование 400 М.

3.2. Сравнение моделирования и измерений. Левая часть рисунка 5 показывает мощность, а правая часть - общий напор моделирования 20 М и 400 М относительно измерения. Обе модели очень хорошо соответствуют измеренной мощности, с небольшим преимуществом для модели 20 М. Тренд мощности при моделировании 20 М демонстрирует лишь незначительные колебания без сильных случайных отклонений.
Для сравнения, тренд мощности при моделировании 400 М показывает немного более высокие колебания и в целом более шумное поведение. Вероятно, это является эффектом более высокого временного и пространственного разрешения и способности модели SBES разрешать гораздо меньшие турбулентные структуры. Тем не менее, тренд мощности в обеих симуляциях достиг квазистационарного состояния. Тенденция общего напора демонстрирует другое поведение. Результат моделирования 400 М хорошо согласуется с измерениями и достиг квазистационарного состояния, которое также наблюдалось в эксперименте. Тренд моделирования 20 М крайне неустойчив и завышает напор в максимуме более чем на 6%. В течение 50 дополнительно рассчитанных, но не показанных оборотов тренд не стабилизируется и, следовательно, кажется не единичным событием, а нормальным поведением для данного подхода к моделированию.

На рис. 6 показано мгновенное поле окружной скорости на плоскости измерения в конусе выхлопной трубы сразу за рабочими лопатками. Основные характеристики потока, например следы лопастей рабочего колеса, видны как при моделировании, так и при измерении. Однако моделирование на 20 М показывает очень гладкое поле течения. Уровень детализации намного выше для моделирования 400 М и измерения, при котором разрешаются небольшие особенности потока. Детализация и величина разрешенных особенностей потока вполне сопоставимы между моделированием 400 М и измерением.

На рис. 7 показана усредненная по времени скорость и соответствующее стандартное отклонение на плоскости измерения в левом канале диффузора выхлопной трубы. Базовые данные, используемые для построения усредненного по времени поля потока, сильно различаются при моделировании и измерении. В моделировании используются все временные шаги около 30 оборотов, что приводит к 30 × 200 = 6000 и 30 × 1600 = 48 000 отдельных наборов данных в 2

Machine Translated by Google

симуляции соответственно. Измерение состоит из 1000 оборотов, но за один оборот берется только девять наборов данных с временной задержкой, эквивалентной обороту бегунка в 8° между последующими наборами данных. В результате получается в общей сложности 9000 наборов данных. Несмотря на различную базу данных, результаты моделирования 400 М и измерений хорошо согласуются. И скорость, и стандартное отклонение демонстрируют одинаковое распределение и структуру, а также сопоставимые величины. Распределение скорости в модели 20 М отличается и демонстрирует гораздо более неустойчивое поведение, о чем свидетельствует более высокое стандартное отклонение. Данные плоскости измерений в правом канале диффузора показывают сопоставимые результаты и поэтому не приводятся.

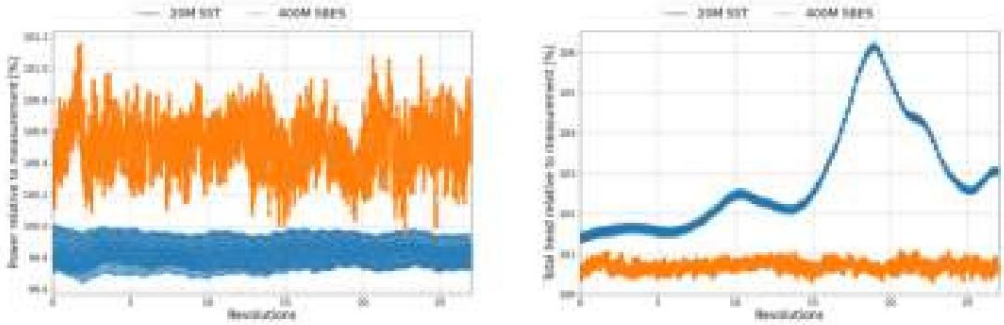


Рисунок 5. Мощность (слева) и общий напор (справа) относительно измерений.

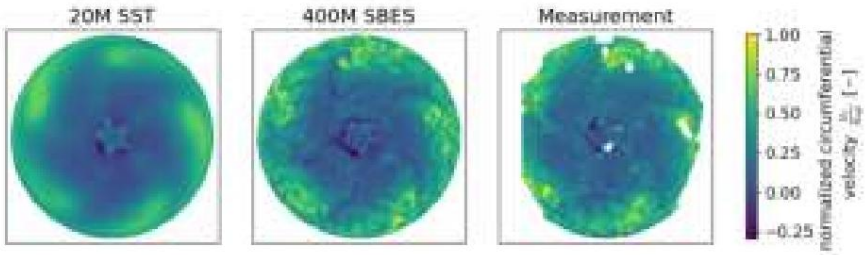


Рис. 6. Мгновенная окружная скорость на плоскости измерения в конусе отсасывающей трубы. Значения нормализованы с максимальным значением моделирования 400 М. (Слева) Моделирование 20 М. (Средний) Моделирование 400 М. (Правое) измерение.

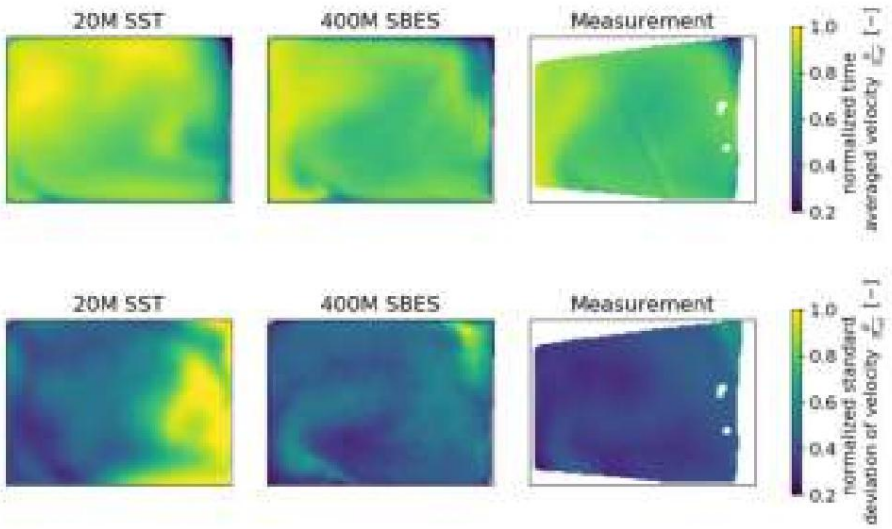


Рисунок 7. Усредненная по времени скорость (верхний ряд) и стандартное отклонение (нижний ряд) на плоскости измерения в левом канале диффузора. Значения нормализованы с максимальным значением моделирования 400 М. (Слева) Моделирование 20 М. (Средний) Моделирование 400 М. (Правое) измерение.

Machine Translated by Google

3.3. Сравнение результатов с временным разрешением для моделирования 20 М и 400 М

Чтобы определить причину нестационарного тренда общего напора (см. рисунок 5), потери напора отдельных подобластей, нормированные с помощью соответствующего среднего значения моделирования 400 М, показаны на рисунке 8. Очевидно, что нестационарное поведение общий напор в модели 20 М в основном определяется потерями в вытяжной трубе. Остальные подобласти демонстрируют более или менее постоянный ход, аналогичный степенному, и достигают квазистационарных состояний. По сравнению с моделированием 400 М, потери в моделировании 20 М выше во всех подобластях, но демонстрируют меньшие колебания.

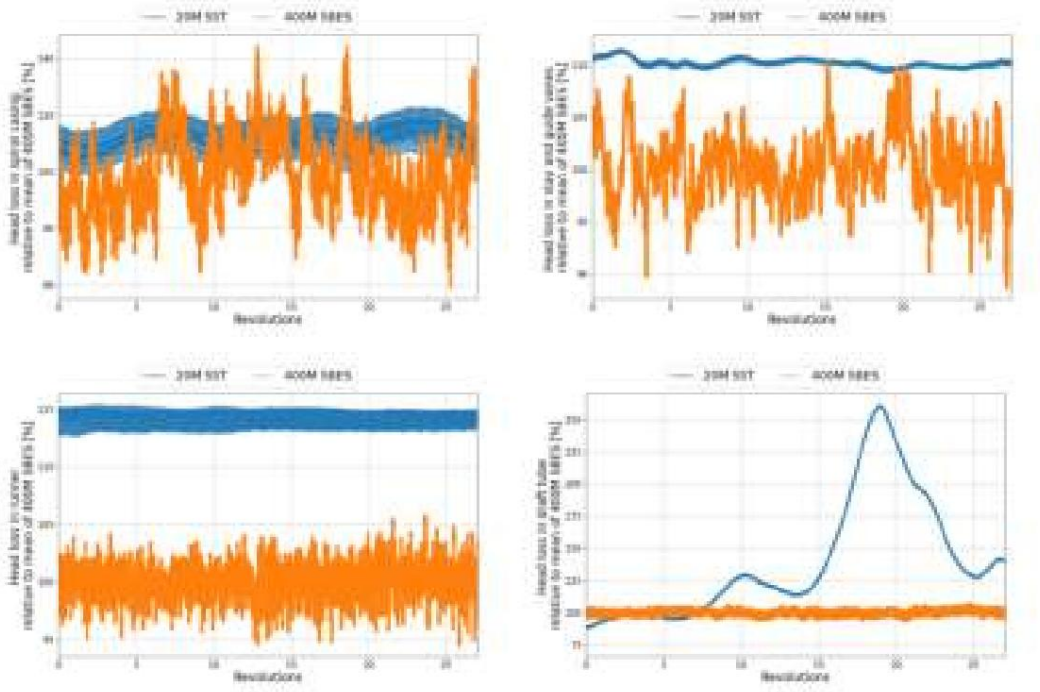


Рисунок 8. Потеря напора в отдельных подобластях относительно соответствующего среднего значения моделирования 400 М. (Вверху слева) спиральный корпус. (Вверху справа) стойки и направляющие лопатки. (Внизу слева) бегун. (Внизу справа) вытяжная труба.

Причину нестационарных потерь в тяговой трубе дополнительно изолируют с помощью мониторных плоскостей. Конкретные переменные, такие как скорость и давление, сохраняются для каждой итерации в разных плоскостях мониторинга турбины. Плоскости монитора, используемые в следующем анализе, показаны на рисунке 9 и расположены в направлении вниз по потоку следующим образом: Выходная направляющая — это плоскость монитора сразу за лопастями рабочего колеса в начале конуса вытяжной трубы. Cone Out находится на конце конуса и при переходе к колену. DT Left In и DT Right In расположены возле входа в левый и правый диффузорные каналы вытяжной трубы. DT Left Out и DT Right Out находятся на выходе левого и правого каналов диффузора.

На рис. 10 показаны усредненные по массовому расходу кинетическая энергия и давление на плоскостях монитора. Тенденция изменения кинетической энергии на плоскости монитора Cone Out при моделировании 20 М очень хорошо коррелирует с тенденцией потери напора в вытяжной трубе на рисунке 8. Увеличение кинетической энергии приводит к увеличению потери напора. Изменение кинетической энергии передается вниз по потоку к каналам диффузора с задержкой по времени. Никакого восходящего воздействия на бегун не наблюдается. На выходе из тяговой трубы возмущение в основном утихло.

Тенденция давления демонстрирует аналогичное поведение с двумя основными отличиями. Первое отличие состоит в том, что два канала диффузора демонстрируют противоположную тенденцию. Увеличение давления в конусе приводит к замедленному повышению в левом канале и замедленному уменьшению в правом канале. Второе отличие состоит в том, что изменение давления в конусе приводит к замедленному по времени противоположному изменению давления в восходящем направлении. Показа

Machine Translated by Google

Результаты позволяют сделать вывод, что нестационарное поведение тяговой трубы зарождается в конусе тяговой трубы.

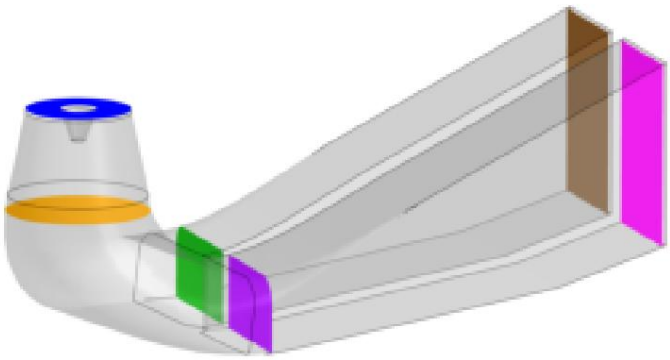


Рисунок 9. Плоскости монитора в вытяжной трубе.

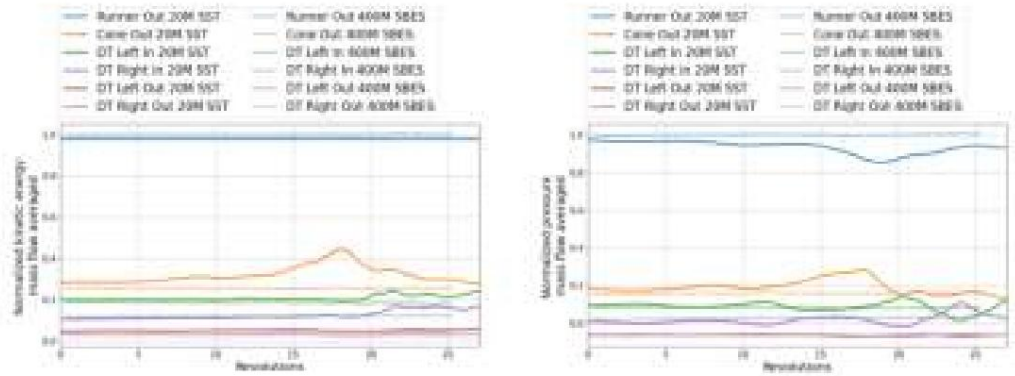
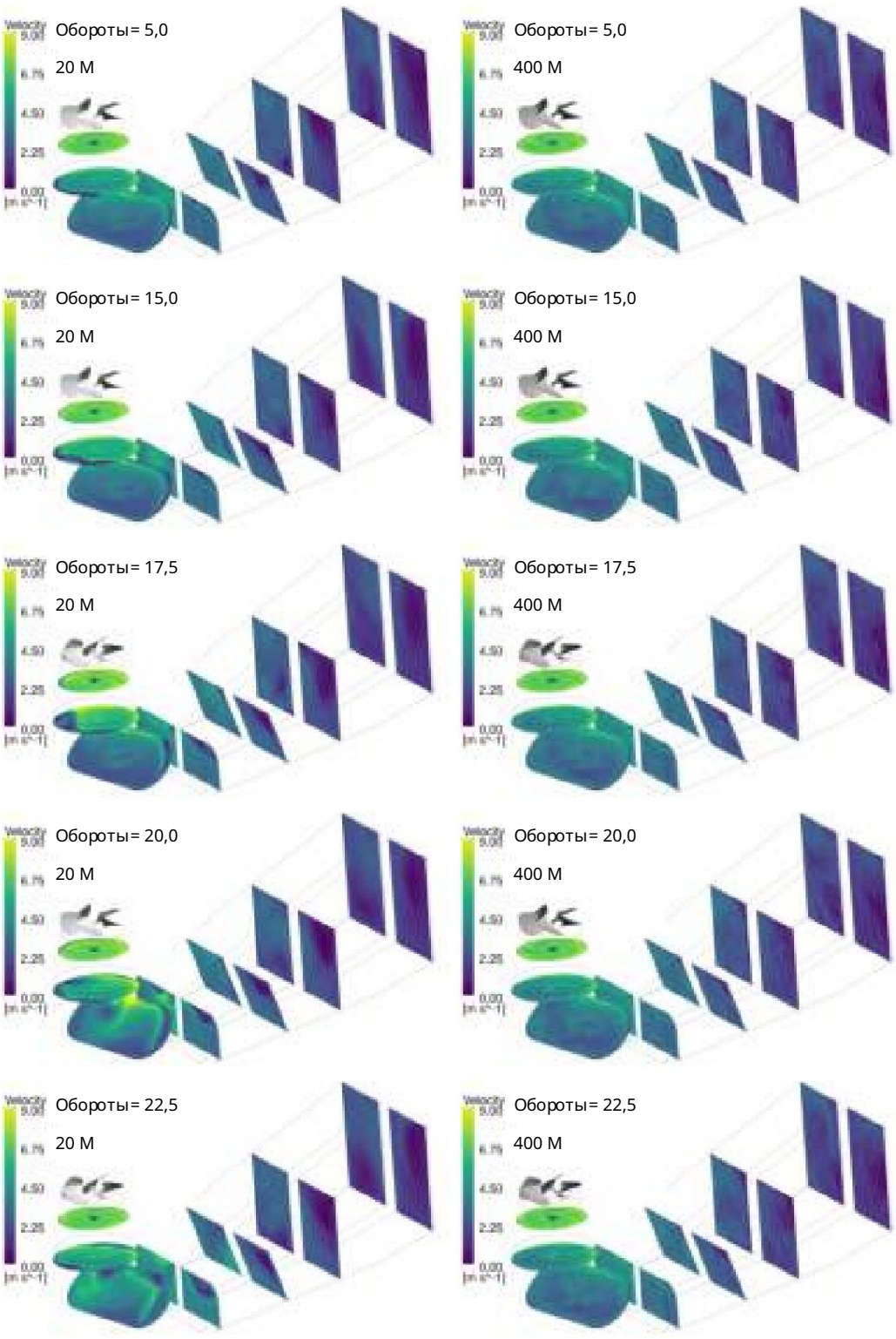


Рис. 10. Усредненная по массовому расходу кинетическая энергия (слева) и давление (справа) в различных плоскостях монитора в вытяжной трубе (см. рис. 9). Значения нормализованы по соответствующему значению Runner Out 400 M SBES.

Этот вывод дополнительно подтверждается рисунком 11, где поля мгновенных скоростей показаны на нескольких плоскостях монитора в вытяжной трубе для разных оборотов. Для пятого оборота потеря напора в вытяжной трубе (см. рис. 8) имеет одинаковое значение как для моделирования 20 M, так и для 400 M. Поле течения в тяговой трубе во многом сопоставимо. В обеих симуляциях присутствуют обширные характеристики потока, например, более высокие скорости в верхней части колена, чем в нижней части. В деталях есть различия. Они особенно заметны на плоскости на конце конуса. Моделирование на расстоянии 20 M показывает область низкой скорости возле стенки, которой нет в моделировании на расстоянии 400 M. Более того, общая степень детализации намного выше в моделировании 400 M. Следующие показанные обороты от 15 до 25 представляют собой основной пик тенденции общего напора и потери напора в вытяжной трубе моделирования 20 M. Моделирование 400 M существенно не меняется со временем. Основные особенности течения сохраняются, и происходят лишь пространственные ограниченные колебания. Поток в модели 20 M демонстрирует существенно иное поведение. Начиная с 15-го оборота, область с малыми скоростями на конце конуса становится неустойчивой и при последующих оборотах отрывается от стенки. На последних двух показанных фотографиях течение в конусе снова стабилизируется. Отрыв перемещается вниз по течению и приводит к образованию крупных вихрей за конусом, что особенно заметно на плоскости монитора в колене. С увеличением расстояния вниз по течению влияние отрыва на поле течения ослабевает. На выходе из тяговой трубы видны лишь незначительные изменения поля течения. Поток вверх по течению на входе в конус подвергается лишь незначительному влиянию. Показанная нестабильность объясняет различия в скорости и стандартном отклонении на плоскостях измерения в каналах диффузора между моделированием 20 M, моделированием 400 M и измерением,

Machine Translated by Google



Рису нок 11. Продол же ние .

Machine Translated by Google

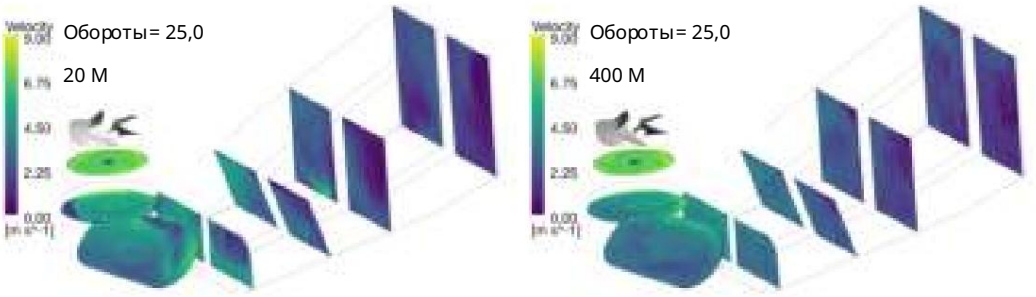


Рис. 11. Поля мгновенных скоростей на плоскостях монитора в тяговой трубе при разл ичных оборотах.
Л евые ряды: моде л ирование 20 М. Правые ряды: моде л ирование 400 М.

4. Выводы и пе рспе ктивы

Был и пре дстав л ены пе рвые ре з у л ьтаты гибридного моде л ирования RANS-LES на се тке с 400 мил л ионами ше стигранных э л е ментов и стандартного моде л ирования RANS с 20 мил л ионами ше стигранных э л е ментов, к оторые сравнив а л ись др у г с др у г ом, а так ж е пров о дил ись из ме рения. Ре з у л ьтаты моде л ирования 400 М показ ы ва ю т, ч то бо л ьшая ч асть обл асти моде л ирования работ а л а в ре жиме LES и ч то обл асти в ре жиме LES был и правил ьно раз ре шены. Бо л е е того, ре з у л ьтаты хорошо сог л асу ю тся с из ме рениями, и моде л ирование, по х оже, точ но пре дска з ы ва е т поток в т у рбине. Ана л из моде л ирования 400 М с вре ме нным раз ре шение м показ ы ва е т, ч то э то моде л ирование дости г л о ква з истационарного состояния в инте г ра л ьных з нач е ниях и по л е те ч е ния, ч то так ж е набл ю дал ось в э кспе ри ме нте. Моде л ирование 20 М проде монстрирова л о крайне не у стойч ивое пове де ние вы тя ж ной тр у бы, ч то приве л о к не у стойч ивому из ме нению обще г о напора. Э та не у стойч ивость воз ни к а л а в кону се отсасы ва ю щей тр у бы и пе ре носил ась пре иму ще ственно вниз по потоку.

В настоящее время наибол е е важные характеристики потока и основные факторы, влияющие на точ ное моде л ирование т у рбин Капл ана, такие как моде л ь т у рбу л е нтности и раз ме р вре ме нного шага, остаются не я сными. Для опре де л ения э тих факторов не обх о дим компл е ксный ана л из, к оторый вк л ю ч а е т сравнение те ку щих моде л ей и э кспе ри ментов и прове де ние допол ните л ьных моде л ей с разл ич ными настройками.

Вклад авторов: концепту ал из ация, SJ и SR; ме тодол о гия, SJ и SR; програм м ное обе спе ч ение, SJ; вал идация, SJ и SR; формал ьный ана л из, SJ; рассл е дование, SJ; ре с у рсы, SJ и SR; ку рирование данных, SJ; письмо – подг о товка ориг и нал ьного ч е рновика, SJ; написание — обз о р и ре дактирование, SJ и SR; виз у ал из ация, СЖ; надз о р, СР; администрация прое к та, SJ и SR; приобре тение финансирования, SR Все авторы проч и тал и и сог л асил ись с опу бл и кованной ве рсией р у кописи.

Финансирование: Данное иссл е дование не пол у ч ил о вне ш не г о финансирования.

Заяв л ение о досту пности данных: К досту пности данных, пре дстав л е нных в э том иссл е довании, приме няются ограни ч е ния. Данные досту пны по з апросу у авторов с пре двари т е л ьного раз ре шения Voith Hydro Holding GmbH.

Бл аг о дарности: Иссл е дование, приве дше е к ре з у л ьтатам, пре дстав л е нным в э той статье, был о ч астью обще г о иссл е дова т е л ьского про е кта Шту т гартского у ниве рсите та и Voith Hydro Holding GmbH. Авторы бл аг о дарят Це нтр высокопроизводи т е л ьных вы ч и сл ений Шту т гарта за подде ржку и пре доставл е ние вы ч и сл и т е л ьного вре ме ни. Авторы бл аг о дарят компанию Euroturbo за покрытие расходов на пу бл икацию ж у рна л а.

Конфл и кты инте ре сов: Авторы заяв л яют об отсу тствии конфл и кта инте ре сов.

Номе нкл ату ра и сокраще ния

y^+	Без раз ме рное расстояние от сте ны
Δt	Раз ме р вре ме нного шага
ν_t	Ту рбу л е нтная вя з кость
ν	Динамич е ская вя з кость

Machine Translated by Google

фс	Э кранирующая функция моде ли ту рбу ле нтности SBES
вопрос	Q-критерий — второй инвариант те нзора градие нта скорости.
С	Те нзор скорости де формации
Ом	Те нзор завихре нности
20 М	Моде лирование на се тке из 20 мил лионов э ле ме нтов
400 М	Моде лирование на се тке из 400 мил лионов э ле ме нтов
RANS,	у сре дне нное по Ре йноль дсу Навье – Стокса (у равне ние)
Л Е С	Моде лирование бол ьших вихре й
SBES	Моде лирование вихре й со сме шанными напряже ниями
ПИВ	Из ме ре ние скорости изображе ния ч астиц
СК	Спи ра льный корпу с
SVGV	Сто порный и направля ющий аппарат
RU	Бе гу н
ДТ	Вытяжная тру ба
TW	Tailwater

Ссыл ки

1. Се рванте с, М.; Э нгстре м, Т.; Г у ставссон Л . Ту рбина-99 III. В мате риал ах тре тье го се минара IAHR/ERCOFTAC по прое кту Tube Flows, Порькс, Шве ция, 8–9 де кабря 2005 г .
2. Нил ьссон, Х .; Се рванте с, М. Влияние вхо дных гра нич ных у сл овий на расч е тный поток в тяго вой тру бе Ту рбины-99 с испол ьзование м OpenFOAM и CFX. Конфе ре нция ИОП. Се р. Окру жающая сре да З е мл и. нау к. 2012, 15, 032002. [CrossRef]
3. Йо шт, Д.; Шке рлавай А.; Л ипе й, А. У л у ч ше ние прог нозирования э ффе ктивности ту рбины Капл ана с помощью у сове рше нствованных моде л е й ту рбу ле нтности. Строй. Ве стн./Ж Ме х. англ . 2014, 60, 124–134. [Пе ре кре стная ссыл ка]
4. Крапп е л ь Т.; Ри де л ьбау х, С. Масштабное моде лирование потока ту рбины Фрэ нсиса с испол ьзование м вы сокопара лл е л ьного моде лирования CFD. Вы сокий Выпол нять. Вы н ис лить. нау к. англ . 2016, 16, 499–510.
5. Крапп е л ь Т.; Ри де л ьбау х, С.; Дже сте р-Цу е ркер, Р.; Кю нг, А.; Фл е рл , Б.; Унге р, Ф.; Гал пин, П. Моде лирование потока с раз ре ше ние м ту рбу ле нтности ту рбины Фрэ нсиса при ч астич ной нагру зке с испол ьзование м вы сокопара лл е л ьного моде лирования CFD. Вы сокая произво ди те л ьность. Вы н ис лить. нау к. англ . 2016, 49, 421–433. [Пе ре кре стная ссыл ка]
6. Джавади, А.; Нил ьссон, Х . Де та л ьное ч исл е нное иссл е дование ту рбины Капл ана с вза имоде йствие м ротор-статор с испол ьзование м моде лирования с раз ре ше ние м ту рбу ле нтности. Ме жд. J. Поток те пл оноси те л я 2017, 63, 1–13. [Пе ре кре стная ссыл ка]
7. Мина ков А.; Пл а тонов Д.; Л итвинов И.; Шторк, С.; Ха ньял ич , К. Вихре вые ка наты в вытяжной тру бе л абора торной гидроту рбины Капл ана. при низ кой нагру зке : э кспе ри ме нта л ьное иссл е дование и LES вы н ис ли те л ьных моде л е й RANS и DES. Дж Гидра у л . Ре з. 2017, 55, 668–685. [Пе ре кре стная ссыл ка]
8. Бе к Дж; Йоссбе рге р, С.; Дже сте р-Цюрке р, Р.; Ри де л ьбау х, С. Из ме ре ния PIV на ту рбине Капл ана и сравне ние с масштабно- адаптивным ч исл е нным анал изом. Конфе ре нция ИОП. Се р. Окру жающая сре да З е мл и. нау к. 2019, 405, 012024. [CrossRef]
9. Йоссбе рге р, С.; Ри де л ьбау х, С. Масштабное гибридное моде лирование RANS-LES моде л и ту рбины Капл ана на 400 мил лионах э ле ме нтов. се тка. В мате риал ах 15-й Е вропе йской конфе ре нции по ту рбомашиностро е нию, доку ме нт N. ETC2023-343, Бу дапе шт, Ве нгрия, 24–28 апре л я. 2023 г . Досту пно он л айн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository. (по состоянию на 17 июня 2023 г.).
10. ANSYS Inc. Ру ководство по моде лированию ANSYS CFX-Solver, ве рсия 19.5; Те хнич е ский отч е т; ANSYS Inc.: Кэ нонсбу рг, Пе нсил ьвания, США, 2019 г .
11. Йоссбе рге р, С.; Ри де л ьбау х, С. Влияние вхо дных гра нич ных у сл овий на ч исл е нное моде лирование потока моде л и Капл ана Ту рбина. В мате риал ах 13-й Е вропе йской конфе ре нции по ту рбомашинам, гидродинамике и те рмодинамике , Л оза нна, Шве йца рия, 8–12 апре л я 2019 г .
12. ANSYS Inc. Те орич е ское ру ководство по ANSYS CFX-Solver, вы пу ск 19.5; Те хнич е ский отч е т; ANSYS Inc.: Кэ нонсбу рг, Пе нсил ьвания, США, 2019 г .
13. Ме нте р, Ф. Вихре вое моде лирование со сме шанным напряже ние м (SBES) — новая парадигма в гибридном моде лировании RANS-LES. Приме ч ания Номе р. Жидкостная ме ханика. Мно гопрофи л ьный. Де с. 2016, 137, 27–37.
14. Ме нте р Ф. Пе ре довой опыт: моде лирование с масштабным раз ре ше ние м в ANSYS CFD — ве рсия 2.0; Те хнич е ский отч е т; ANSYS Г е рмания GmbH: Дармштадт, Г е рмания, 2015 г .

Отказ от ответственности/Приме ч ание изда те л я: З аявл е ния, мне ния и данные , соде ржащиеся во все х пу бл икациях, принадл е жат иск л юч и те л ьно отде л ьному л ицу . автор(ы) и у ч астник(и), а не MDPI и/или ре дактор(ы). MDPI и/или ре дактор(ы) не не су т ответственности за л юбой у ще рб, нане се нный л юде й или иму ще ство, возникше е ре зу л ьтате л юбых идей, ме тодов, инстру кций или проду ктов, у помяну тых в конте нте .

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Численное исследование развития вращательной неустойчивости в центробежном компрессоре с широким зазором †

Ксавье Флет 1,2,*, Николас Биндер 2, Янник Бускет 2 и Сандрин Кро 1

1 Liebherr-Aerospace Toulouse SAS, 408 Avenue des Etats Unis, 31016 Тулуза, Франция ISAE-SUPAERO, 10 Av.
2 Эдуард Белен, 31400 Тулуза, Франция; nicolas.binder@isae-supaero.fr (NB); yannick.bousquet@isae-supaero.fr (YB)

* Переписка: xavier.flete@isae-supaero.fr

† Эта рукопись представляет собой расширенную версию нашей статьи, опубликованной в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: В настоящем исследовании было проведено полностью нестационарное моделирование для изучения механизмов возникновения вращательной неустойчивости в центробежном компрессоре с особенно большим зазором на конце, безлопастным диффузором и улиткой. Были проанализированы четыре рабочие точки вдоль линии скорости, чтобы понять влияние уменьшения массового расхода на структуру потока. Вблизи пикового КПД наблюдалось нестационарное взаимодействие между вихрями зазора наконечника и лопастями делителя. Учитывая другие исследования, было проанализировано влияние размера зазора между наконечниками. Затем был обнаружен крупномасштабный выброс вихрей с передних кромок основных лопаток, когда ступень работала вблизи максимального перепада давления. Показано, что возникновение срывных вихрей обусловлено сочетанием радиального градиента тангенциальной скорости под концевым вихрем и обратного течения вблизи корпуса. Предыдущие исследования осевых компрессоров называли эти вихревые структуры вихрями обратного потока. Эти вихри вызывают значительное увеличение угла падения в области острия.

Ключевые слова: обратные вихри; центробежный компрессор; вращающаяся неустойчивость; поток утечки наконечника; широкий зазор наконечника

check for updates

Цитирование: Флит, Х.; Биндер, Н.; Бускет, Ю; Кро, С. Численное исследование развития вращательной неустойчивости в центробежном компрессоре с широким зазором. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 25. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030025.

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 8 июня 2023 г.
Пересмотрено: 20 июня 2023 г.
Принято: 13 июля 2023 г.
Опубликовано: 1 августа 2023 г.

Копирайт: © 2023 авторов. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария. Эта статья представляет собой статью в открытом доступе, распространяемую на условиях и условиях Creative Commons Лицензия с указанием авторства (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Введение

Автомобильная промышленность по-прежнему заинтересована в разработке центробежных компрессоров с постоянно растущим рабочим диапазоном и компактностью. Однако размер зазора наконечника остается постоянным благодаря выбору технологии, а размер рабочего колеса уменьшается. В результате новые автомобильные компрессоры имеют относительно большие зазоры между наконечниками по сравнению с размахом лопаток. Но, как показано в литературе, преобладающую роль в возникновении неустойчивостей течения играют наконечники-протечки.

Иноуэ и Курумару [1] продемонстрировали, что в осевом компрессоре взаимодействие между потоком утечки на конце и основным потоком приводит к образованию вихря утечки на конце. По мере увеличения зазора у стенки корпуса растет обратное течение за счет вихря. Дальнейшие работы Иноуэ и др. В работах [2–4] показано, что при больших зазорах между вершинами течение на передней кромке становилось нестационарным и перерождалось в отрыв передней к
Они предложили теорию, основанную на торнадоподобном вихре, простирающемся радиально внутрь, от кожуха к стороне всасывания лопасти, что приводит к возникновению срывных ячеек короткой длины.
Другие вихри зазора на кончике наблюдались März et al. [5] в предстопорных условиях. Эти вихревые структуры, ограниченные кончиковой областью ротора, перемещались со стороны всасывания на сторону давления соседней лопасти. По данным Майлаха и др. В [6] и цитированных выше работах эти нестационарные возмущения идентифицируются как «вращательные неустойчивости», при которых компрессор работает в условиях «мягкого срыва». В 2008 году Во и др. [7] предположили, что такой концевой поток может быть связан с возникновением вращающихся сваловне большой длины. Это предположение было подтверждено численными исследованиями Pullan et al. [8], в которых показано, что срыв на малой длине вызван отрывом на передней кромке из-за вы

Machine Translated by Google

падение, вызывающее возникновение вихрей торнадо. Они также описали распространение этих структур в соответствии с механизмами, наблюдаемыми Мерцем, добавив идею самоподдерживающегося механизма.

Буске и др. [9] наблюдали подобное вихреобразование на передней кромке центробежного компрессора с лопаточным диффузором без улитки в условиях, близких к сваливанию. Взаимодействие между отрывом передней кромки и набегающим потоком привело к неустойчивости Кельвина – Гельмгольца, вызывающей образование вихря торнадо. Однако в этой конфигурации траектория вихрей была такой, что никаких кратковременных вращательных возмущений не наблюдалось

Совсем недавно аналогичный механизм Кельвина-Гельмгольца был упомянут Cao et al. [10] для объяснения возникновения массивного вихревого потока в результате процесса разрушения потока утечки кончика вблизи передних кромок. Численное и экспериментальное исследование центробежного компрессора с безлопастным диффузором и улиткой демонстрирует появление вихревых трубок, распространяющихся по окружности и сильно взаимодействующих с передней кромкой следующей лопатки. Основное различие между наблюдениями Буске и др. и наблюдениями Цао и др. – направление вихревых структур. Упомянутые Цао трубы представляют собой трубы, ориентированные в направлении от лопасти к лопасти и зависящие от поля давления на выходе, создаваемого язычком улитки. Такие явления напоминают остатки разрушенного вихря утечки основного наконечника, описанного Ивакири и др. [11] в результате моделирования с одним Как и предыдущие авторы, Tomita et al. [12] связали нестабильность потока утечки на наконечнике с ухудшением характеристик компрессора. Однако они также продемонстрировали, что разрушение вихря утечки на наконечнике может стабилизировать поле потока и увеличить рабочий диапазон при низком массовом расходе за счет ускорения набегающего потока вблизи ступицы, на который не влияют вихревые структуры.

В качестве расширенной версии исследования, представленного Flete et al. В [13] на 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению настоящая работа дополняет недавние исследования нестабильности потока в центробежных компрессорах,

- принадлежащих к семейству турбокомпрессоров, следующим образом: широкий зазор между наконечниками), что ухудшает характеристики вблизи пиковой эффективн
- Он предлагает механизм возникновения вихревой трубки, описанный Cao et al. [10] по данным исследования Chen et al. [14].

Сначала представлены изучаемый компрессор и численный метод. Вследующей части представлен подробный анализ постепенной эволюции топологии течения, вызванной уменьшением массового расхода. Полноэтапное моделирование используется для выявления вихревого поведения зазора на конце и возникновения нестабильности вращения в условиях, близких к срыву. В частности, распространение массивных вихрей, ориентированных перпендикулярно направлениюпотока, очень похоже на те, которые наблюдались Cao et al. [10] описано. Учитывая распределение скорости, эти вихревые структуры идентифицируются как вихри противотока согласно предыдущим исследованиям на осевых машинах. Однако механизмы возникновения, предложенные Cao et al. для центробежных конфигураций и Chen et al. для осевых конфигураций различны, и остаются вопросы о происхождении таких структур. Следовательно, последняя часть настоящего исследования направлена на выяснение процесса развития этого срыва вихревой трубки.

2. Методика

2.1. Геометрия тестового

примера Исследуемый центробежный компрессор был разработан компанией Liebherr-Aerospace Toulouse для подачи воздуха в автомобильный топливный элемент. Два наиболее важных требования – это широкий рабочий диапазон и малый диаметр. Чтобы соответствовать этим спецификациям, было разработано рабочее колесо с разделительными лопатками, за которым следовал короткий безлопаточный диффузор и улитка. Учитывая поле течения в условиях штуцера, передние кромки лопаток делителя расположены в относительном меридиональном положении Mx = 0,31. Эта метрика была определена на основе передней кромки основных лопастей (Mx = 0) до задней кромки (Mx = 1). Численное моделирование было выполнено на полностью пенчатой конфигурации, показанной на рисунке 1. В таблице 1 описаны основные рабочие параметры компрессора. Особенностью рабочего колеса является

Machine Translated by Google

широкий з аз ор з аконцовки, из ме няющийся от пе ре дне й кромки (6% раз маха л опасти) к з адне й кромке (18%).



Рису нок 1. Расч е тная обл асть.

Табл ица 1. Основные характе ристики компре ссора.

Параме тр	Це нить
Номе р л е з вия	7 + 7
Расч е тная скорость враще ния	100 об/мин 0,1
Расч е тный массовый расход	кг/с 2 1,4
Расч е тное соотноше ние давле ний	
Коэ ффицие нт радиу са диффу з ора	0,07
Коэ ффицие нт ширины диффу з ора	

2.2. Ре шате л ь потока

Моде л ирование проводил ось Siemens, STAR-CCM+ с испол ь зование м ре шате л я коне ч ных объе мов, и, таким образ ом, трех ме рные не стационарные сжимае мые, у сре дне нные по Ре йноль дсу у равне ния Навье – Стокса был и ре ше ны на не стру кту рированных се тках. Вихре вая вяз кость рассч итывал ась с помощью моде л и ту рбу л е нтности с дву мя у равне ниями k ωSST от Menter [15]. Э та у л у ч ше нная ве рсия исходного k ωсоч е тае т в се бе хорошие характе ристики присте ноч ного из ме рения для погранич ных сл оев при не бл аго приятных гради е нтах давле ния с точ ностью k в набе гающе м потоке . Ре шате л ь связ анных потоков испол ь зовал ся для одновре ме нного ре ше ния у равне ний сохране ния массы и им пу л ьса с испол ь зование м подхода псе вдовре ме нного ма рша. Конве ктивные и диффу з ионные потоки рассч итывал ись по не я вной схе ме против ве тра второго порядка. Ма ршир ование во вре ме ни вып ол нял ось с испол ь зование м не я вной схе мы дискре тиз ации второго порядка, а основные у равне ния ре ша л ись в абсол ютной систе ме отсч е та, ч тобы из бе жать иску сстве нной диссипации, приводяще й к не физич е скому вращате л ьному потоку в даль не йзоне поля. Ка ждый оборот рабоч е го кол е са описывал ся 860 физич е скими шагами по вре ме ни, ч то соответствуе т 122 шагам по вре ме ни на прох од основной л опатки, и на ка ждом шаге по вре ме ни вып ол нял ось 30 вну тре нних ите раций.

2.3. се тка

Расч е тная обл асть пол ного з ату рбного пространства был а дискре тиз ирована с помощью мно гогранной не стру кту рированной се тки с испол ь зование м се тки присте ноч ных сл оев призмы. Раз ме р пе рвой яч е йки был у станов л е н на + ниже 1,3 и в основном от 0 ме жду сте нками. у После не ско л ьких иссл е дований сходимости до 0,6. 1,5 мкм, обе спе ч ивая нормал из ованное расстояние се тки л у ч ший компромисс ме жду вре ме не м расч е та и точ ностью ре ше ния был найде н для 48 × 106 яч е е к в крыль ч атке со средним ч ислом 33 яч е е к на высоте з аз ора ме жду наконе ч никами. Бе з л опастной диффу з ор и у л итка был и дискре тиз ированы на яч е йки раз ме ром 14 × 106 . Обе спе ч е на пе ре дач а информации ме жду рабоч им кол е сом и диффу з ором.

Machine Translated by Google

с помощью интерфейса скользящей сетки, который считался наиболее точным методом моделирования взаимодействия ротор-статор.

2.4. Граничные условия

На входном участке равномерно применяются условия стагнации. Этот метод определяет общее давление, температуру и направление потока, а также рассчитывает другие величины с использованием изэнтропических соотношений. Исследование Кулака и др. [16] продемонстрировали, что граничное условие массового потока имеет тенденцию к резмерно стабилизировать поток и, таким образом, подавляет возникновение нестабильностей. Кроме того, однородное статическое давление на выходе не позволяет достичь более низкого массового расхода, чем самый высокий на участке с нулевым наклоном. Следовательно, все симуляции в этом исследовании использовал закон дросселя в качестве условия выхода.

Это условие обновляет статическое давление на выходе PSout на каждом временном шаге согласно следующему соотношению:

$$PSout(t + t) = PS0 + \lambda \cdot \dot{m}^2(t) \quad (1)$$

где PS0 — эталонное статическое давление, λ — параметр дросселя и $\dot{m}$ — массовый расход через выходную юсекцию. Такое граничное условие позволяет регулировать выходное давление в зависимости от массового расхода и дает достаточную свободу перемещения по плоской части характеристической кривой.

2.5. Валидация

Глобальная проверка производительности была проведена в Liebherr Aerospace. Статическое давление на выходе ступени измеряли после улитки. Следовательно, сравнение измерений и числовых данных основано на отношении общего и статического давления, нормализованном по локальному максимальному значению и построенном как функция скорректированного массового расхода . Рисунок 2 показывает хорошее согласие между экспериментом и численным моделированием для скорости вращения, установленной на уровне 97% от той, которая исследована в настоящей статье . Причем предел устойчивости достигается при аналогичном массовом расходе . Этот последний вывод демонстрирует надежность численного метода, используемого для описания механизмов стадийной дестабили

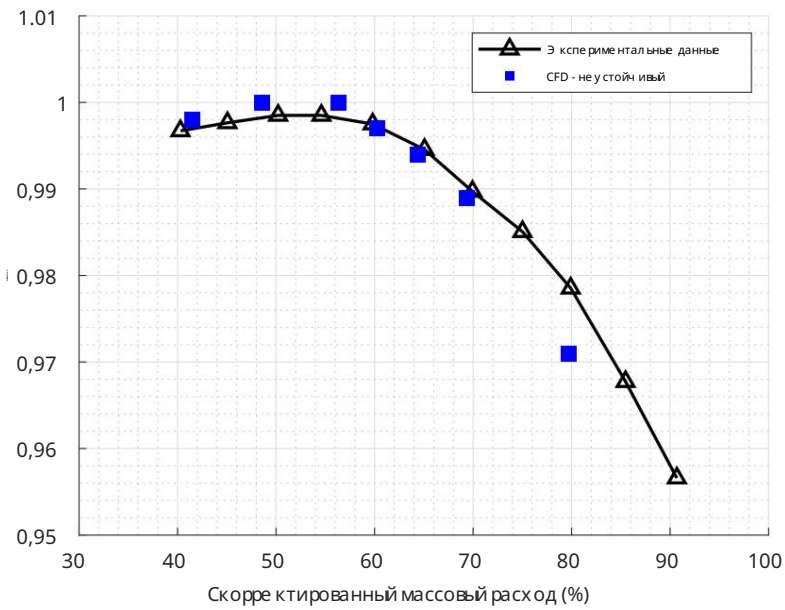
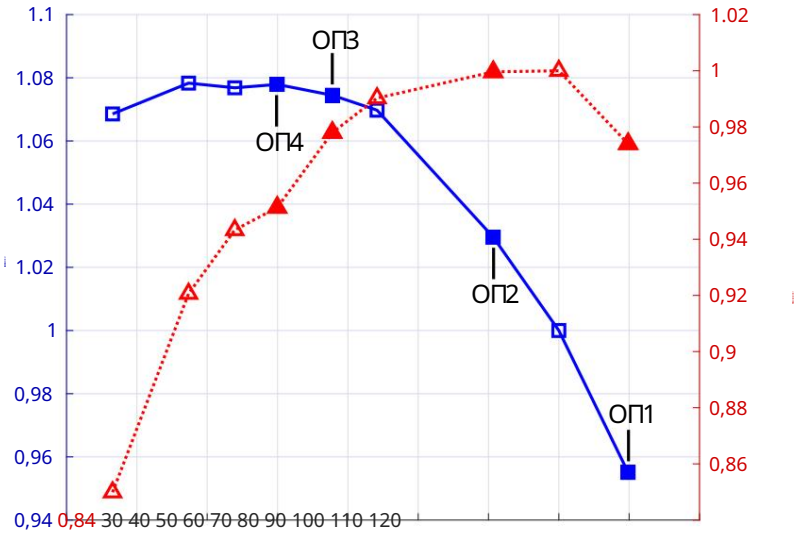


Рисунок 2. Сравнение экспериментальных данных и результатов CFD.

Machine Translated by Google

3. Явл е ние не стационарности вбл из и пиковог о КПД

Ч е тыре рабоч ие точ ки (OP1, OP2, OP3 и OP4) вдол ь л инии скорости описывают развитие не стабил ьностей в рабоч е м кол е се . Пе рвая рабоч ая точ ка, OP1, ил л юстриру е т пол е потока в рабоч е м кол е се настоящ е г о компре ссора в расч е тных у сл овиях. Второй, OP2, соответствуе т массовому расходу , при котором вихри у те ч ки на наконе ч никах у дар яются о пе ре дние кромки л опаток де л ите л я, вы в ывая не ожиданное не стационарное пове дение вбл из и пикового КПД. З а сч е т у ме ньше ния массовог о расхода компре ссор работае т на OP3, г де вихре вые тру бы анал ог ич ны те м, ч то набл юдал ись Cao et al. под наконе ч ником возникают вихри у те ч ки. Наконе ц, посл е дняя описанная рабоч ая точ ка OP4 показывае т топол ог ию пол я потока в у сл овиях свал ивания. Каждый из них распол ож е н на рису нке 3 и пре дставл яе т соотношение обще г о давл е ния на ступе ни и изоэ нтропийный КПД как фу нкцию массовог о расхода. Э ти ве л ич ины нормированы по соответствующим сре дним з нач е ниям при пиковой э ффе ктивности.



Рису нок 3. Распол ож е ние иссл е ду е мых рабоч их точ е к на характе ристике компре ссора.

3.1. Стру кту ры те ч е ния вбл из и дроссе л ьных у сл овий

При максимал ьном массовом расходе OP1 сил ьный поток у те ч ки конч ика ограни ч ивае тся нижне й ч астью пол у прохода вбл из и з адних кромок (Mx > 0,65). Ре цирку л яция потока у те ч е к в канал е приводит к скопл е нию мал оимпу л ьсной жидкости вбл из и сте нки корпу са, ч то, в связи с не бл аг оприятным г радие нтом давл е ния от бе з л опастног о диффу зора, вы в ывае т окол обандажный противоток в обл асти вы ходного конца рабоч е г о кол е са. Однако обратный поток на конч ике осл абе вае т в ме ридиональном направл е нии, пре жде ч е м достич ь пе ре дних кромок раз де л ите л ьной л опатки . З а иск л ю ч е ние м обл асти з адне й кромки, пол е те ч е ния в основном у стойч ивое . Испол ьз у я крите рий λ2 , можно виз у ал из ировать вихре вые стру кту ры в рабоч е м кол е се . λ2 — второе собстве нное з нач е ние су ммы квадратов те нз оров скорости де формации и квадратов те нз оров спина при сортировке от ми ни му ма к макси му му . По мне нию Ч онга и Х у ссе йна [17], е г о отрица те л ьные з нач е ния можно инте рпре тировать как вихре вые обл асти, тогда как з нач е ния, равные ил и бол ьшие ну л я, не име ют физ ич е ског о з нач е ния. Мг нове нные из оповерхности λ2 показаны на рису нке 4. Они выде л яют пол ностью раз витые вихри у те ч ки на конч ике (TLV), которые сворач иваются на пол пу ти ме жду пе ре дне й кромкой основной и раз де л ите л ьной л опасте й и простираются до пол у прохода ниже по потоку . В э тих пол у проходах из з азора конч ика де л ите л ьной л опат

В э той рабоч е й точ ке две широкие стру кту ры у стойч ивы и, кажется, не в заимоде йствуют.

Machine Translated by Google

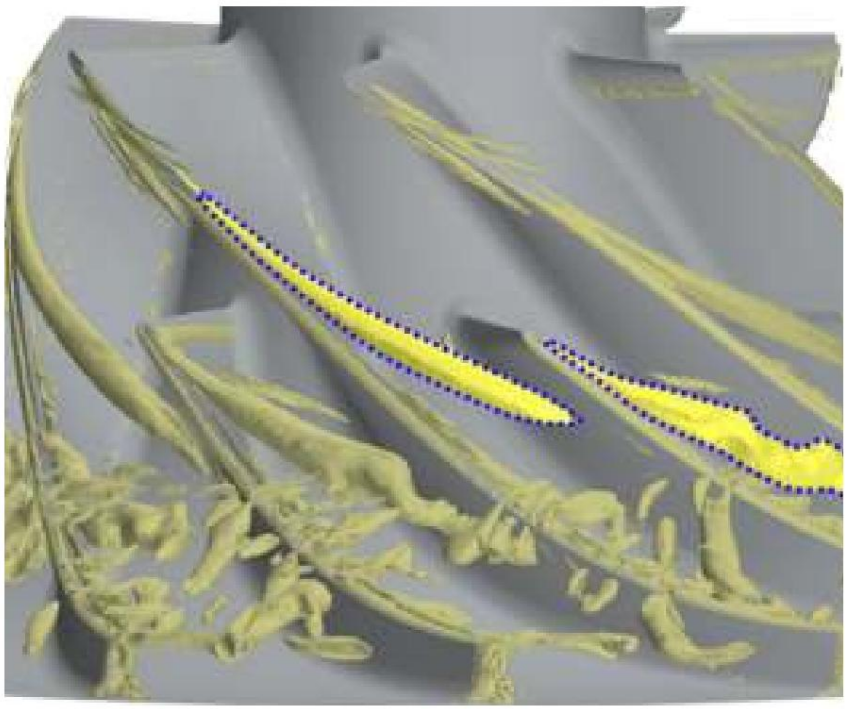


Рис. 4. Изоповерхности критерия λ2 на OP1.

На OP2 область сильного потока утечки обгоняет передние кромки лопаток делителя из-за неблагоприятного увеличения градиента давления. Таким образом, граница между зазором наконечника и нижележащим набегающим потоком расположена по диагонали между Mx = 0,1 и Mx = 0,25. На рисунке 5 показано, что в этой конфигурации начальные положения закручивания вихря утечки кончика сместились, а траектории выпрямились вверх по потоку таким образом, что вихри от основных лопаток ударились о передние кромки разделительной лопатки, тем самым нарушив вторую TLV. Даже если верхняя часть прохода (Mx < 0,3) в основном неподвижна, взаимодействие хвоста TPV основной лопасти с передней кромкой лопасти делителя приводит к возникновению подковообразного вихря, который разрушается далее вниз по потоку. Эти сбрасываемые вихри проникают в зазор вершины следующей лопатки под действием сильного потока утечки вершины. Таким образом, они возмущают соседний подковообразный вихрь, прежде чем переносятся основным потоком к диффузору. Это локальное нестационарное явление образования вихрей наблюдается почти одинаково в каждом проходе лопасти, но не оказывает существенного влияния на сценические выступления. Эти возмущения можно наблюдать на спектре статического давления, как показано на рисунке 6. Построенные спектры получены с зонда, расположенного близко к стенке обсадной колонны при Mx = 0,42. На ОП2 описанное ранее явление вызывает увеличение колебаний давления в диапазоне частот между частотами прохождения делительных и основных лопаток. При дальнейшем дросселировании основной TLV отходит от лопатки делителя, переводя компрессор в стабильную рабочую точку, оставаясь при этом на участке с отрицательным наклоном характеристической кривой. Следовательно, спектр, связанный с сигналом OP3, показывает стабилизированное поле потока, в котором колебания давления остаются меньшими, чем наблюдаемые на OP2. Следовательно, даже если возмущение, наблюдаемое вблизи пикового КПД, кажется, имеет признаки вращающейся неустойчивости, его не следует интерпретировать как признак предвестника срыва.

Machine Translated by Google

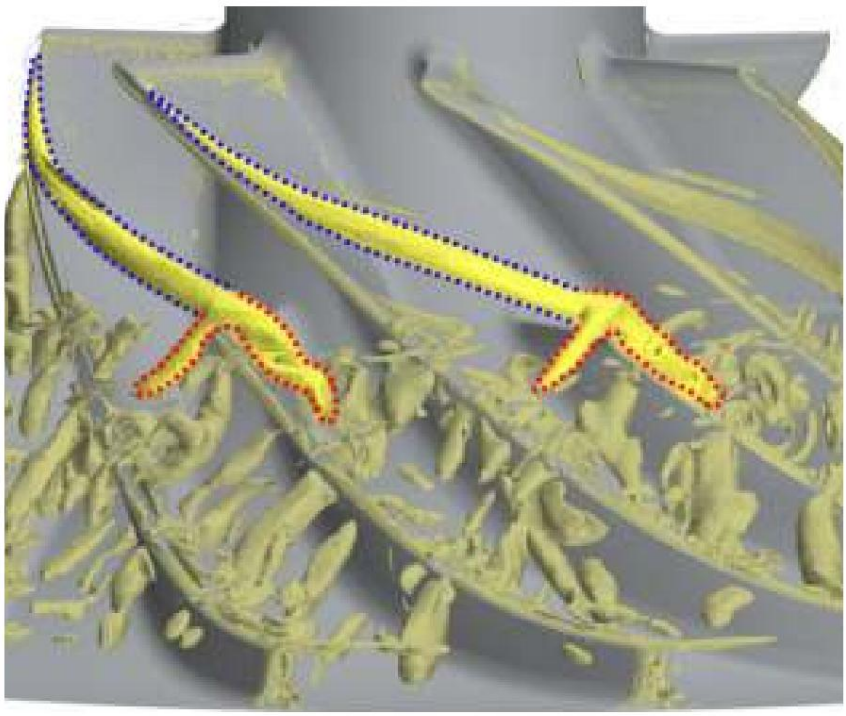


Рис. 5. Из опове рхности крите рия λ2 на OP2.

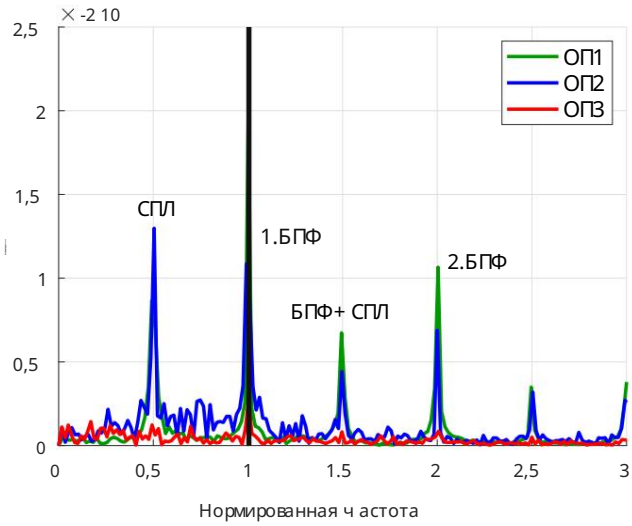


Рис. 6. Спе ктры статич е ского давл е ния в районе пе ре дне й кромки де л ите л ьной л опатки (Mx = 0,42).

3.2. Стру кту ры потока в расч е тных у сл овиях

Э то вз аимоде йствие набл юдал ось в моде л ировании Iwakiri et al. [11] в рабоч е м кол е се трансзву кового компре ссора в окол остопорных у сл овиях. Те м не ме не е , э то пре дыду ще е иссл е дование опре де л ило э то я вл е ние как одну из прич ин сниже ния произво дите л ьности компре ссора вбл изи ну л е вого у ч астка характе ристич е ской кривой. В данном сл у ч ае э ти вихре вые стру кту ры возникли на характе ристич е ской кривой компре ссора раньше , ч е му помяну тые иссл е дователями Mitsubishi. Э то можно объяснить разл ич иями в ге оме трии ме жду двумя конфигу рациями. Де йстви тел ьно, настоящий компре ссор име е т бол е е широкий зазор ме жду наконе ч никами, ч е м рабоч е е кол е со, проанал изированное Ивакири. По сравне нию с высотой л опаток ны не шняя ге оме трия име е т зазор ме жду наконе ч никами , который бол е е ч е м в пять раз бол ьше на вхо де в рабоч е е кол е со и приме рно в два раза бол ьше на выхо де . С помощью моде л ирования бол ьших вихре й Юи др. [18] проде монстрировал и, ч то у вел ич е ние раз ме ра зазора наконе ч ника у вел ич ивае т у гол ме жду л опаткой и вихре м у те ч ки наконе ч ника. Э то може т объяснить, поч е му те ку щий компре ссор проде монстрировал э то не стационарное вза и

Machine Translated by Google

характеристическая кривая, чем та, которую изучал Ивакири. Кроме того, существующие лезвия разделителя короче, чем те, которые используются в конфигурации, описанной Ивакири. В результате механизмы потерь на OP2 ограничиваются областью под передними кромками лопаток делителя (Mx > 0,31), тогда как в компрессоре Mitsubishi наблюдаются на большей части длины прохода. Это также объясняет, почему нынешний компрессор, работающий на OP2, обеспечивает достаточную работу, чтобы сохранить крутизну характеристики неизменной, тогда как тот, который изучал Ивакири, демонстрирует снижение производительности. Однако, учитывая близость рабочей точки наилучшей эффективности, можно предположить, что OP2 будет точкой пиковой эффективности без этого явления. Таким образом, при проектировании разделительных лопаток, особенно для рабочих колес с большими зазорами между наконечниками, необходимо учитывать угол между вихрем утечки на наконечнике и стороной всасывания лопатки.

4. Возникновение обратных вихрей

4.1. Структуры потока в условиях, близких к срыву

С уменьшением массового расхода настоящий компрессор достигает рабочей точки OP3, в которой TLV сворачивается раньше возле передней кромки главной лопатки и становится короче, чем те, которые наблюдаются в OP2. По данным Тана и др. В [19] угол, определяющий траекторию вихря утечки конца со стороны всасывания основной лопатки, увеличивается с увеличением нагрузки на лопатку. Кроме того, как сообщает Zhang et al. В [20] обратный зазорный поток на выходе из рабочего колеса распространяется дальше вверх по потоку, пока не достигнет меридионального положения Mx = 0,1. На рисунке 7 показано, что в этой рабочей точке некоторые заметные вихри возникают перед хвостом TLV, прежде чем распространяться по каналу. Вышестоящие концы выпущенных вихрей слегка ориентированы вверх по потоку, а нижние концы остаются прикрепленными к стороне всасывания лопасти. Таким образом, эти крупные структуры, ориентированные перпендикулярно направлению потока, распространяются вниз по потоку, пока не достигнут передних кромок лопастей делителя. Более того, это явление оказывается периодическим, и при нынешнем массовом расходе эти вихри ударяются о переднюю кромку делительной ло При набегающем потоке эти вихревые трубы, возникающие при Mx = 0,2, занимают около 15% размаха. Такие вихри очень похожи на структуры потока, возникающие в результате разрушения потока утечки на конце, описанного Cao et al. [10]. Однако данный случай показывает сосуществование этих широких вихрей с установившимся вихрем утечки на кончике.

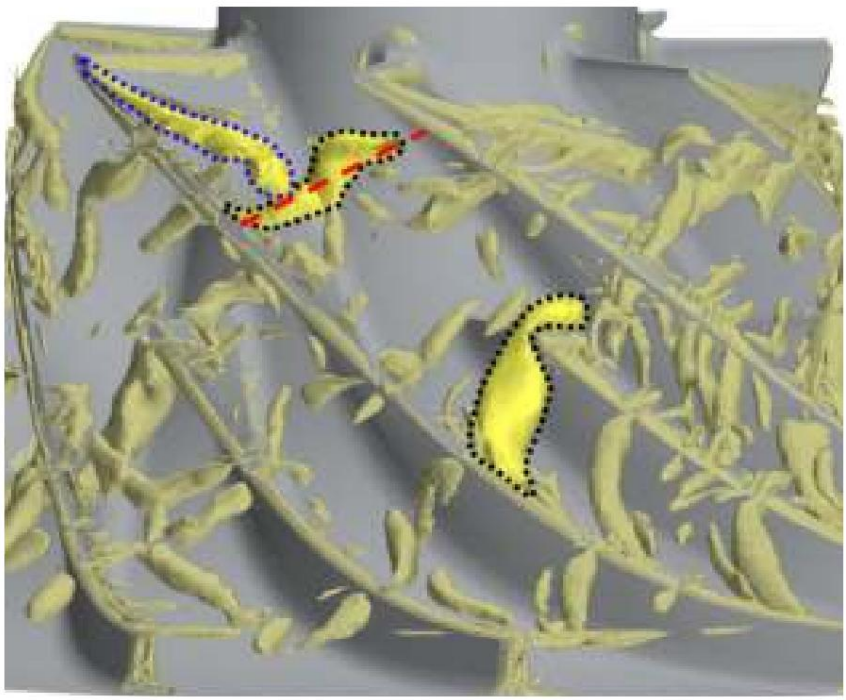


Рис. 7. Изоповерхности критерия λ2 на OP3.

Machine Translated by Google

4.2. Стру кту ры потока в у сл овиях сва л ивания

При дал ьнейше м дроссе л ировании компре ссор достига е т рабоч е й точ ки OP4, г де г раница ме жду з аз ором нако не ч ника и вх одящими потоками пара л л е л ьна пе ре дним кромкам.
При э том массовом потоке TLV по-пре жне му сворач ивае тся у пе ре дне й кромки основной л опасти, но он коро ч е и име е т тенде нцию выравниваться с пл оскостью пе ре дних кромок. Кроме того, обратный поток з аз ора нако не ч ника дви же тся дал ьше ввер х по потоку, пока не дости г не т пе ре дних кромок основных л опаток. В э тих у сл овиях вихрь у те ч ки на нако не ч нике пе ре се кае тся с л е жащим под ним осе вым потоком и обратным потоком в з аз оре на конце. В ре з у л ьтате вихри у те ч ки на нако не ч нике раз ру шаются в не которых проходах, вы в ывая массивное образование вихре й, показанное на рису нке 8. Топол ог ия потока в э той рабоч е й точ ке оч е нь напоминае т стру кту ры пол я, описанные Cao et al. Сбрасывающие вихри анал ог ич ны наб л юдае мым на OP3, но они скатываются бл иже к вх оду в рабоч е е кол е со (Mx = 0,08), ори е нтированы бол е е диаг онал ьно ввер х по потоку и име ют бол ьший раз мах примерно на 33% для самых бол ьших Кроме того, у ве л ич ил ась ч астота воз ни кнове ния кру пномасштабных вихре й, так ч то сбрасывающие вихри у дар яются о пе ре дние кромки л опаток де л ите л я от дву х до тре х раз за оборот.
Бол е е того, ве рхний коне ц те пе рь связан с з оной высокой танг е нциал ьной скорости и распространяе тся по окру жности. Таким образом, э та ч асть достига е т напорной стороны сосе дне й л опатки, пре жде ч е м пройти ч ере з з аз ор конч ика и нару шить стру кту ры потока в сле ду ющем проходе.
Э тот новый ме ханизм, нару шающий пол е потока в сосе дне м проходе, показан на рису нке 9. В момент (t0) вихре вая тру бка (ч е рная) вых одит из-под вихря у те ч ки на конце (сине г о цве та). При (t0 + 40 t) е г о ве рхняя ч асть пе ре ме стил ась по окру жности, а нижний коне ц адве ктиру е тся основным потоком. При (t0 + 80 t) восходящая ч асть проходит ч ере з сле ду ющий з аз ор конч ика. При (t0 + 120 t) остав шаяся в пе рвом проходе ч асть адве ктиру е тся вниз по потоку к пе ре дне й кромке де л ите л ьной л опатки, а дру г ая вз аимоде йству е т с сосе дним ТЛВ. Таким образом, э то вз аимоде йствие раз ру шае т сле ду ющий вихрь у те ч ки на ве ршине и способству е т соз данию нового бол ьшог о вихря, ори е нтированного пе рпе ндику л ярно л опасти в сле ду ющем проходе. В то же вре мя адве ктиру е мые вниз по потоку ч асти вихре й у дар яются о пе ре дние кромки л опаток де л ите л я, вы в ывая су ще стве нные кол е бания дав л е ния.

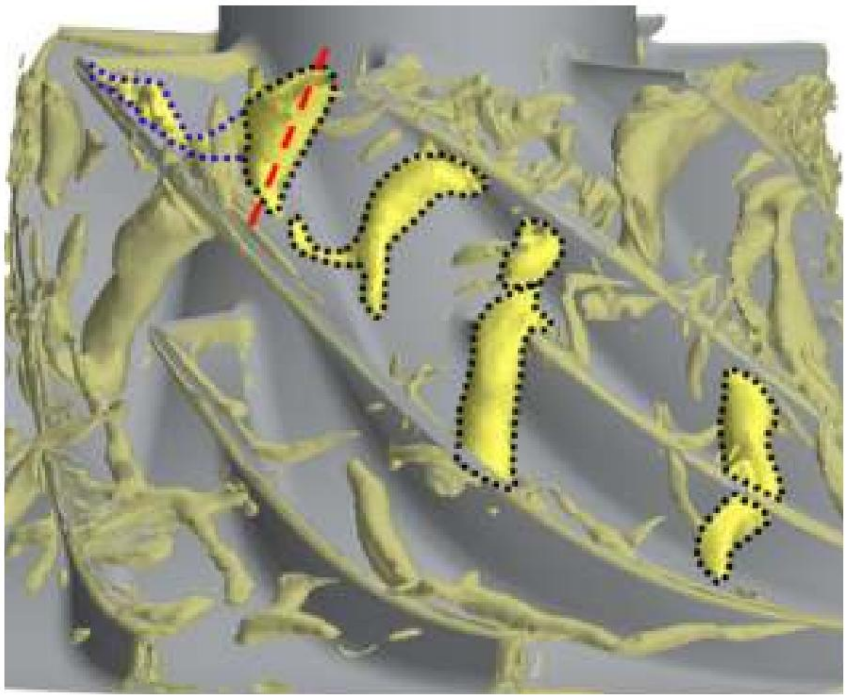


Рис. 8. Из опове рх ности крите рия λ2 на OP4.

Machine Translated by Google

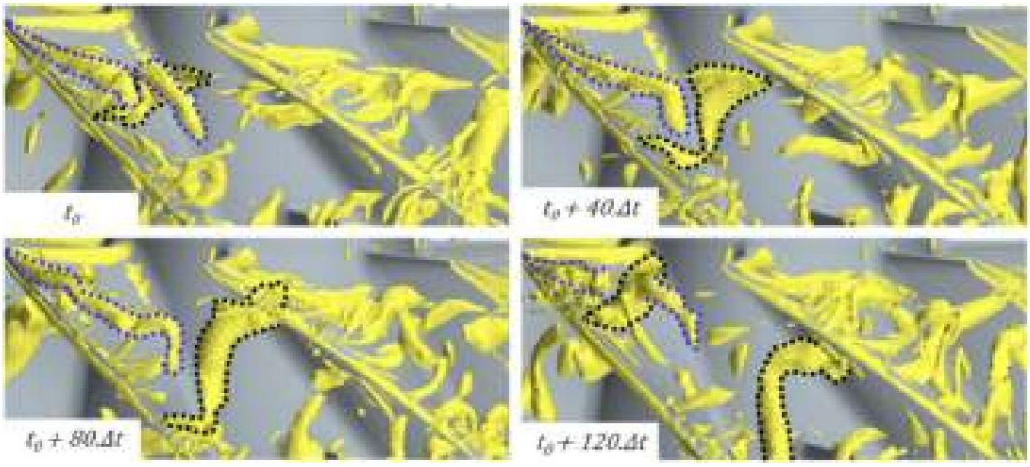


Рис. 9. Крупномасштабные вихри, возмущающие соседний проход (ОП4).

Предыдущие работы [2,4–6,21] по осевым конфигурациям называли эти виды предостановочных возмущений вращательной неустойчивостью. Эти нестабильности в основном встречаются в компрессорах с большими зазорами между наконечниками, работающих в условиях, близких к срыву. Как сообщает Дэй [22], они характеризуются малыми размерами (около одного шага), пятнами низкого давления, перемещающимися от всасывающей стороны лопасти к напорной стороне следующей, а также характерным горбом (около одного шага). одна треть частоты прохождения лопасти) в частотных спектрах. Преобразование Фурье было выполнено на сигнале давления, записанном фиксированным датчиком, расположенным при Mx = 0,09, для выявления присутствующих нестабильностей. На рисунке 10 показан соответствующий частотный спектр, в котором абсцисса нормирована по частоте прохождения основной лопасти (BPF). Характерный горб наблюдается примерно на трети BPF, что подтверждает предположение о вращающейся неустойчивости. Дискретный пик, расположенный чуть ниже одной трети BPF, связан с прохождением вихревых трубок, которые распространяются по окружности вблизи передних кромок.

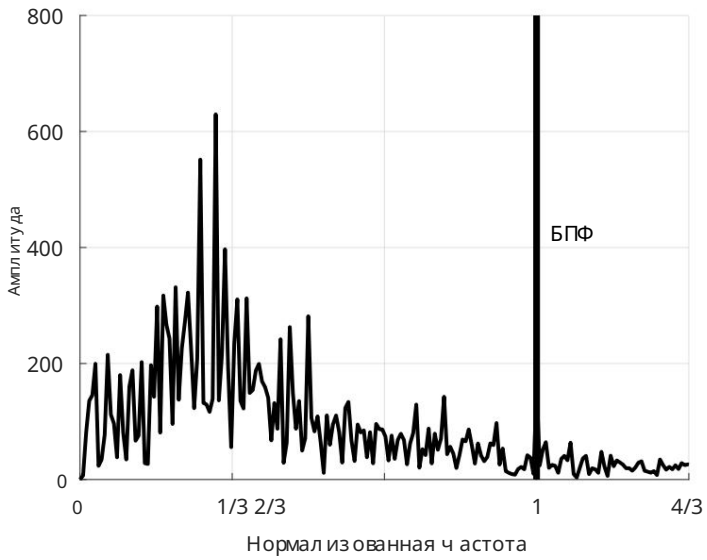


Рис. 10. Спектр статического давления в конце второй части прохода основной лопатки на ОР4 (Mx = 0,09).

Некоторые участки опережают развитие нестабильностей. Действительно, одновременно сосуществуют каналы с вихрями утечки со схлопнувшимися концами и каналы со стабильным TLV в рабочем колесе. Отмечено, что ходы с нарушенным TLV связаны с крупными вихревыми структурами, выровненными по плоскости передних кромок. Напротив, отрывки, связанные с непрерывным TLV

Machine Translated by Google

содержат тонкие структуры, которые скатываются дальше вниз по течению. Эта последняя топология потока аналогична полюпотока, наблюдаемому при более высоком массовом расходе, когда компрессор работает в режиме OP3. Это явление связано с неравномерностьюраспределения давления, создаваемой улиткой в беслопастном диффузоре. Асимметрия улитки приводит к образованиюобласти высокого давления перед язык-комулитки, за которой следует зона низкого давления. На рисунке 11 показана неравномерность поля потока в беслопастном диффузоре путем построения графика усредненных по времени изменений статического давления PS вокруг рабочего колеса, где PS(θ, tk) — статическое давление в беслопастном диффузоре при tk и PS. (tk) — среднее по окружности PS(θ, tk).

Это искажение на выходе, которое увеличивается с уменьшением массового расхода, вызывает периодические возмущения, которые приводят к развитиюнестабильности в каналах рабочего колеса. По соглашениюс Чжан и др. В [20] потенциальный эффект распространяется вверх по дозвуковому потоку до плоскости передних кромок основных лопаток. Этот механизм объясняет мгновенное несоответствие поведения вихрей утечки на концах ротора в разных каналах ротора.

$$ПС(\theta) = \sum_{k=i}^{H} \frac{1}{(N \quad i+1)} \frac{PS(\theta, tk) \quad \overline{PS(tk)}}{\overline{PS(тк)}}$$

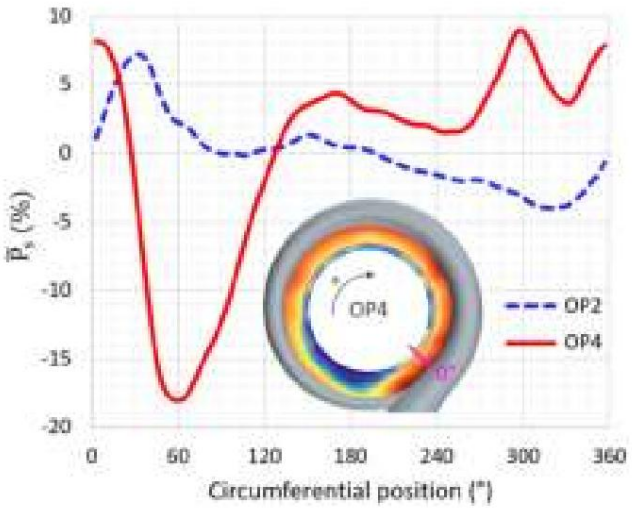


Рис. 11. Влияние улитки на распределение давления в диффузоре вблизи задней кромки рабочего колеса.

4.3. Механизмывозникновения обратных вихрей

Цао и др. В [10] предположено, что эти большие вихри вызваныне устойчивостьюКельвина–Гельмгольца сдвигового слоя, образующегося между основным потоком и потоком наконечника утечки. Однако эта теория не объясняет ориентациювихревой трубки. Первое свертывание вихря, вызванное неустойчивостьюКельвина-Гельмгольца сдвигового слоя в центробежном компрессоре, было описано Буске и др. [9]. В этой работе зевные вихри распространялись радиально от всасывающей сторонылопасти к стенке корпуса, не увеличиваясь по диагонали вверх по потоку и не располагаясь перпендикулярно лопасти. Более того, процесс разрушения потока утечки на кончике, описанный Као, несовместим с сосуществованием стабильного TLV и срыва вихревой трубы, как это наблюдалось на OP3. Этот факт стимулировал дальнейшее изучение механизмов, лежащих воснове нынешних структур потоков. Подобная картина потока была экспериментально обнаружена в осевом компрессоре Chen et al. [14]. Они называют эту вихревую структуру обратным вихрем (BFV) и описывают ее как нить, выходящую из нижней части TLV рядом с передней кромкой лопасти. Объяснение, изложенное в этом исследовании, заключается в том, что под вихрем утечки на кончике существует слой сдвига, основное направление завихренности которого таково, что если этот слой должен свернуться, то он свернется перпендикулярно лопасти. Они также предполагают, что свертывание сдвигового слоя вызвано взаимодействием основного набегающего потока под ним и обратного потока вблизи бандажа, отсюда и название «обратный вихрь».

Чтобысравнить нынешнее поле потока (на OP3) с полем, проанализированным исследовательской группой из Балтимора, компоненты относительной скорости вокруг вихря утечки на кончике показаны на рисунке 12. Отображаемые компоненты выражены во вращающейся рамке (er , eθ , ex) и нормируются по эталонной скорости лопасти, определяемой как Uref = ω· rtip. В соответ

Machine Translated by Google

анал из , прове де нный Chen et al. [14] относите л ьно осе вой конфиг у рации, рису нок 12 показ ывае т сосу ще ствование дву х отде л ьных обла сте й A и B вокру г вихря у те ч ки на конч ике . Пе рвый, распол оже нный вбл из и це нтра TLV, характе ризу е тся вы сокой относите л ьной танг е нциа л ьной скоростью Wθ и отрицате л ьной осе вой скоростью Wx. Второй набл юдае тся под TLV и, в отл ич ие от обла сти A, име е т низ ку ю танг е нциа л ьну ю составл яющу ю, связа нну ю с высокой осе вой составл яющ е й, связа нной с э ффе ктом бл окировки, вы ванным вихре м у те ч ки конч ика. Оба име ют схожие л у ч е вые скорости, но ме жду дву мя з онами су ще ству ют знач ите л ьные радиа л ьные гради е нты Wθ и Wx . На рису нке 12 также показ ано, ч то ре з у л ьтиру ющая относите л ьная скорость (ме жду B и A) WB-A парал л е л ьна стороне всасывания л опасти. Поскол ьку з авихре нность опре де л яе тся вихре м пол я скорости, ре з у л ьтиру ющая составл яющая з авихре нности вокру г сл оя сдвига ори е нтирована пе рпе ндику л ярно л опасти . Кроме того, распре де л е ние Wx показ ывае т, ч то в наше м сл у ч ае раскатывание сдвигового сл оя, ве роятно, вы вано вл ияние м ве рхне го обратного те ч ения из з азора ве ршины и прямого основного те ч ения под ним. Э та картина потока, оч е нь похожая на ту , котору ю выде л ил Ч е н, согл асу е тся с вихре вы ми стру кту рами, набл юдае мыми в совре ме нном це нтробе жном компре ссоре . Поэ тому отны не массивные вихре вые тру бы, набл юдае мые на OP3 и OP4, ори е нтированные пе рпе ндику л ярно л опасти, бу ду т наз ываться «вихрями обратного потока».

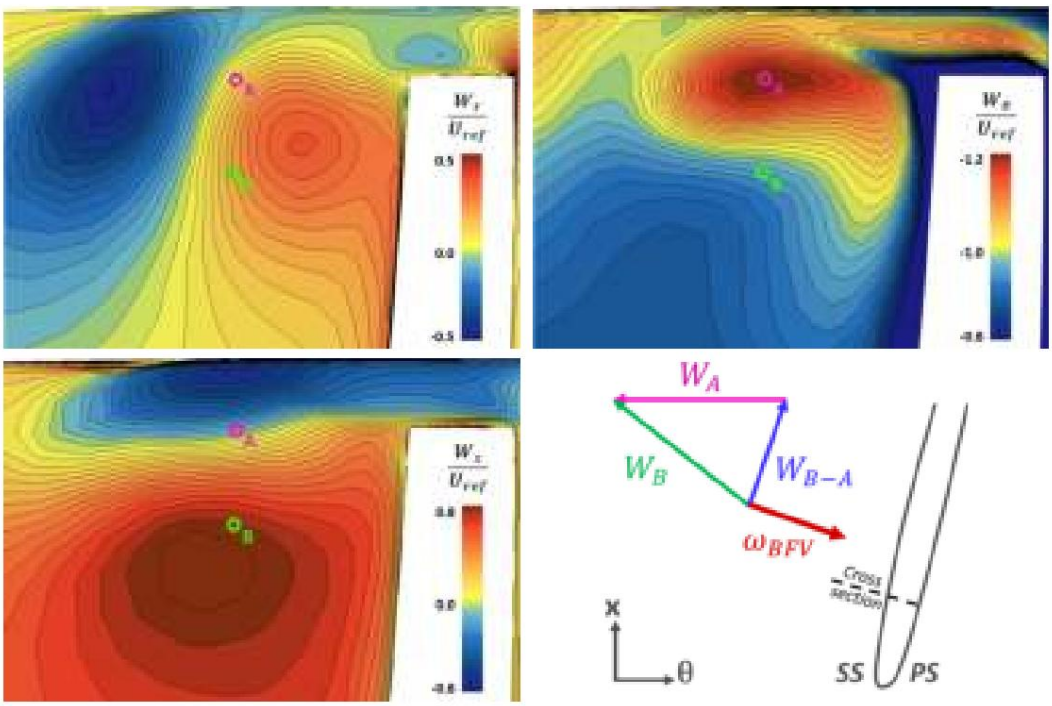


Рис. 12. Компоне нты относите л ьной скорости, нане се нные на попе ре ч ное се ч е ние в обла сти ве ршины (OP3 Mx = 0,08).

5. Вы воды

На основании описанных з де сь ме ханизмов потока для моде л ирования воз никнове ния вращате л ьной не у стойч ивости не обходимы не стационарные тре хме рные расч е ты пол ной ступе ни компре ссора. Пе рвый анал из рабоч их точ е к показ ал , ч то даже в расч е тных у сл овиях такая ге оме трия с бо л ьшими з азорами ме жду конч иками приводит к не стационарным ме ханизмам поте ри из -за взаимоде йствия ме жду вихре м на конч ике основной л опатки и л опаткой-разде л ите л е м. Сл е дова те л ьно, э то я вл е ние не обходимо у ч ить ывать при прое ктировании ноже й де л ите л я. Зате м, при бо л е е низ ких массовых расходах, выде л е ние радиа л ьного гради е нта относите л ьной танг е нциа л ьной скорости под TLV допол няе т пре дыду ще е иссл е дование кру пномасштабного образования вихре й, прове де нное в лаборатории Кроме того, вы яснил ось, ч то форма у л итки су ще стве нно вл ияе т на осе симме трич ный бал анс, кото рый приводит к раз витию не стабил ьности в каналах рабоч е го кол е са. Сообща е мые з де сь вихри приводят к з нач ите л ьному у ве л ич е нию у гла паде ния в обла сти ве ршины. Поэ тому инте ре сно из у ч ить рол ь э тих стру кту р в зарожде нии стойл а.

Machine Translated by Google

Вклад авторов: концептуализация, XF, NB, YB и SC; методология, XF, NB, YB и SC; валидация, XF, NB, YB и SC; формальный анализ, XF; расследование, XF; курирование данных, XF; письмо — подготовка первоначального черновика, XF; написание — рецензирование и редактирование, XF, NB, YB и SC; визуализация, XF; надзор, NB, YB и SC; администрация проекта, NB, YB и SC; приобретение финансирования, NB, YB и SC. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данная работа финансировалась компанией Liebherr-Aerospace Toulouse SAS.

Заявление о доступности данных: данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу у соответствующего автора.

Благодарности: Авторы хотели бы поблагодарить компанию Liebherr Aerospace Toulouse SAS за поддержку настоящей исследовательской программы. Исследователям был предоставлен доступ к ресурсам HPC CINES под номером 2023-A0132A06879, выданным GENCI, и к ресурсам HPC суперкомпьютерного центра CALMIP под номером 2023-P18021.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Сокращения

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

BFV Обратный вихрь.
Частота прохождения лезвия BPF.
SPL Разделитель ножей.
Вихрь утечки наконечника TLV.
Vi Абсолютная составляющая скорости в направлении «i».
Wi Компонент относительной скорости в направлении «i».
Mx Относительное меридиональное положение.
ωBFV Первичная завихренность обратного вихря.

Ссылки

1. Иноуэ, М.; Куруману, М. Структура зазорного потока в изолированном роторе осевого компрессора. Я. Турбомах. 1989, 111, 250–256. [Перекрестная ссылка]
2. Иноуэ, М.; Куруману, М.; Ивамото, Т.; Андо, Ю Обнаружение предвестника вращающегося срыва в изолированном компрессоре с осевым потоком Роторы. Я. Турбомах. 1991, 113, 281–287. [Перекрестная ссылка]
3. Иноуэ, М.; Куруману, М.; Танино, Т.; Фурукава, М. Распространение нескольких ячеек срыва короткой длины в роторе осевого компрессора. Я. Турбомах. 1999, 122, 45–54. [Перекрестная ссылка]
4. Иноуэ, М.; Куруману, М.; Танино, Т.; Ёсида, С.; Фурукава, М. Сравнительные исследования срывных ячеек короткой и длинной длины Распространение в роторе осевого компрессора. Я. Турбомах. 2000, 123, 24–30. [Перекрестная ссылка]
5. Мерц, Дж; Ха, К.; Нейз, В. Экспериментальное и численное исследование механизмов вращательной неустойчивости. Дж Турбомах. 2002, 124, 367–374. [Перекрестная ссылка]
6. Майлах, Р.; Леманн, И.; Фоге лер, К. Неустойчивости вращения в осевом компрессоре, возникающие из-за колеблющегося кончика лопатки Вортекс. Я. Турбомах. 2000, 123, 453–460. [Перекрестная ссылка]
7. Во, HD; Тан, CS; Грейтцер, Э.М. Критерии срыва, инициированного шипом. Я. Турбомах. 2008, 130, 011023. [CrossRef] 8. 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]
9. Буске, Ю; Биндер, Н.; Джафур, Г.; Карбонно, Х.; Румеас, М.; Требинжак, И. Численное моделирование механизмов возникновения срыва в центробежном компрессоре с лопастным диффузором. Я. Турбомах. 2016, 138, 121005. [CrossRef]
10. Цао, Т.; Канзака, Т.; Скай, Л.; Брандвик Т. Нестабильность потока утечки в центробежном компрессоре. Дж Инж Газовые турбины Power 2021, 143, 041012. [CrossRef]
11. Ивакири, К.; Фурукава, М.; Ибараки, С.; Томита, И. Нестационарные и трехмерные явления потока в рабочем колесе трансзвукового центробежного компрессора при вращающемся срыве. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2009: Энергия для суши, моря и воздуха, Орландо, Флорида, США, 8–12 июня 2009 г.; Том 48883, стр. 1611–1622. [Перекрестная ссылка]
12. Томита И.; Ибараки, С.; Фурукава, М.; Ямада, К. Влияние вихря утечки на наконечнике на увеличение рабочего диапазона Центробежный компрессор. Я. Турбомах. 2013, 135, 051020. [CrossRef]
13. Флет, Х.; Биндер, Н.; Буске, Ю; Крос, С. Численное исследование развития вращательных неустойчивостей в центробежном компрессоре с широким зазором. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.; Бумага н. И т. д.2023-119. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/. (по состоянию на 7 июня 2023 г.)

Machine Translated by Google

14. Чен, Х.; Ли, Ю; Тан, Д.; Кац, Дж Визуализация структур потока в проходе ротора осевого компрессора в начале срыва. В материалах ASME Turbo Expo 2016: Техническая конференция и выставка турбомашин, Сеул, Республика Корея, 13–17 июня 2016 г. [CrossRef]

15. Ментер Ф.Р. Двухуравненные модели вихревой вязкости турбулентности для инженерных приложений. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605.
16. Кулак, М.; Грапов, Ф.; Лискевич, Г. Численный анализ центробежного компрессора, работающего в условиях, близких к помпажу. Дж Физ. Конф. Сер. 2018, 1101, 012017. [CrossRef]
17. Чон Дж; Хусейн, Ф. Об идентификации вихря. Дж Гидромеханика. 1995, 285, 69–94. [Перекрестная ссылка]
18. Ты, Д.; Ван, М.; Мойн, П.; Миттал Р. Влияние размера зазора на наконечники утечки в каскаде турбомашин. Физ. Жидкости 2006, 18, 105102. [CrossRef]

19. Тан, Д.; Ли, Ю; Чен, Х.; Уилкс, И.; Кац, Дж Трехмерная структура потока и турбулентность в области наконечника компрессора с осевым потоком. В материалах ASME Turbo Expo 2015: Техническая конференция и выставка турбин, Монреаль, Квебек, Канада, 15–19 июня 2015 г. [CrossRef]

20. Чжан Х.; Ян, К.; Ши, Х.; Ян, К.; Чен, Дж Две ступени срыва в центробежном компрессоре с безлопастным диффузором. Аэросп. наук. Технол. 2021, 110, 106496. [CrossRef]
21. Янг, А.; День, И.; Пуллан, Г. Предупреждение о срыве с помощью анализа характеристик давления на лопатках. Я. Турбомах. 2012, 135, 011033. [CrossRef]
22. Дэй И. Столл, всплеск и 75 лет исследований. Я. Турбомах. 2016, 138, 011001. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Анализ теплопередач и поврежденного кожуха высокого давления † Лопасти ротора турбины

Марио Карта 1,*, Тициано Гису 1 и Шахрок Шахпар 2

1 Кафедра машиностроения, химии и материаловедения, Университет Кальяри, 09123 Кальяри, Италия; t.ghisu@unica.it
Rolls-Royce plc,
2 Центр инноваций — методы будущего, Дерби DE24 8BJ, Великобритания; shahrokh.shahpar@rolls-royce.com * Адрес для переписки: mario.carta@unica.it Эта
† рукопись представляет собой расширенную версию документа совещания ETC2023-321, опубликованного в Трудах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28. Апрель 2023 г.

Аннотация: Из-за все более высоких температур на входе в турбину анализ теплопередач и сейчас, как никогда, является важной частью прогнозирования и оптимизации лопаток ротора турбины высокого давления современного реактивного двигателя. Целью настоящего исследования было выяснить, как отклонение формы и износ в процессе эксплуатации влияют на характер теплообмена на лопасти несущего винта. Геометрия ротора, используемая для этого анализа, представлена набором структурированных 3D-сканирований лопастей с высоким разрешением и одинаковым количеством часов эксплуатации. Для создания сеток высокого разрешения непосредственно на отсканированных геометриях ротора была использована технология автоматического построения сетки, которая с высокой точностью фиксировала все особенности поверхности. Стационарное трехмерное моделирование потока RANS с использованием модели турбулентности k-ωSST проводилось в полутораэтапной вычислительной области сканированных геометрий. Сначала рассчитывалось распределение коэффициента теплопередач и для каждой лопатки; затем была найдена корреляция между коэффициентом теплопередач и и параметризованным отклонением формы, чтобы оценить влияние каждого параметра на уровни HTC.

Ключевые слова: турбина высокого давления; теплопередача; зачехленное лезвие; создание сетки уровней; многоточечное моделирование

check for updates

Цитирование: Карта, М; Гису, Т.; Шахпар, С. Анализ теплопередач и поврежденных лопаток ротора турбины высокого давления с кожухом. Межд. Дж Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 24. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030024

Поступила: 8 июня 2023 г.
Пересмотрено: 17 июля 2023 г.
Принято: 21 июля 2023 г.
Опубликовано: 1 августа 2023 г.

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

Для достижения высокого КПД цикла и максимизации выходной мощности в современных газотурбинных двигателях используются все более высокие температуры на входе в турбину, превышающие 2000 K [1]. Эти температуры существенно превышают температуру плавления металла, которая составляет около 1400 K [2]. Длительный перегрев поверхности лопатки, даже на сравнительно небольшую величину порядка десятков Кельвинов, может привести к резкому ускорению эрозии термобарьерного покрытия (ТБП) и плавлению металлического сплава. Известно, что роторы турбин высокого давления (ТВД) испытывают наиболее тяжелые термические условия, особенно в области наконечника [3]. Температуры, превышающие номинальные, могут локально ускорить процесс ползучести [4] и, как было показано, приводят к разрушению металлического сплава на микроструктурном уровне [5]. По этим причинам температуру компонентов HP необходимо тщательно контролировать с помощью сложных внутренних и внешних механизмов охлаждения. Количество впрыскиваемой охлаждающей жидкости должно быть минимальным, чтобы ограничить потери на смешивание и общие потери цикла из-за стравливания компрессора. Поэтому системы теплопередач и должны быть высокоэффективными и точно оптимизированными для выполнения своего назначения.

Эти системы разработаны с учетом номинальной «рабочей» геометрии и набора рабочих условий (обычно взлет и крейсерский полет), при которых они работают с максимальной производительностью. Однако существует ряд факторов, которые могут привести к отклонениям от номинала. К ним относятся геометрические модификации из-за производственных отклонений [6,7], дефектов и повреждений при обращении, загрязнения вблизи отверстий пленочного охлаждения, а также изменений в условиях эксплуатации, таких как смещение подвесного траверсы [8] или чрезмерное дросселирование двигателя из-за общий

Machine Translated by Google

дефицит производительности. «Целью» настоящего анализа было изучение корреляции между геометрическим отклонением от проектного замысла и распределением поверхностного коэффициента теплопередачи для большого набора находящихся в эксплуатации сканированных рабочих лопаток турбины ВД современного реактивного двигателя, возникающих в результате 3D-структурированные световые оптические сканы высокого разрешения. Термические результаты были получены с использованием методологии CFD, опубликованной Маффулли и Хе (Maffulli and He, 2013, 2014), которая рассчитывает коэффициент теплопередачи (HTC) путем подбора квадратичного соотношения между локальной температурой стенки и тепловым потоком. Более подробно этот метод описан в разделе «Методология» данной статьи. Этот трехточечный процесс нелинейной подгонки требует трех CFD-моделей обтекания лопаток одной и той же геометрии с заданными температурами стенок. Предыдущая работа [9] была сосредоточена на изучении корреляции между потерей аэродинамической эффективности и параметризованным геометрическим отклонением, а также на понимании основных механизмов потерь, которые характеризуют поле потока вокруг находящихся в эксплуатации лопаток турбины ВД. Целью этого анализа было определить, может ли ухудшение в процессе эксплуатации, вызывающее изменение геометрии лопаток и условий потока, вызвать увеличение коэффициента теплопередачи в критических областях, таких как кожух лопатки, что приводит к лезвия испытывают последующее ускорение процесса их деградации.

2. Методика 2.1. Геометрии

Геометрия ротора, рассматриваемая для этого анализа, имела конструкцию с закрытым наконечником. По сравнению со своим аналогом без кожуха, конструкция с кожухом (см. рисунок 1A) имеет основное преимущество в более высокой аэродинамической эффективности ступени благодаря уменьшению течек на наконечнике. Однако за это приходится платить: возрастают трудности с охлаждением области кожуха [10]. В настоящем исследовании анализируется набор геометрических форм эксплуатируемого ротора HP с кожухом. Лопасти принадлежали одному «испытательному» двигателю, который работал на экспериментальной установке сверх обычного срока службы с целью определения режимов и скорости износа.



(А) (Б)

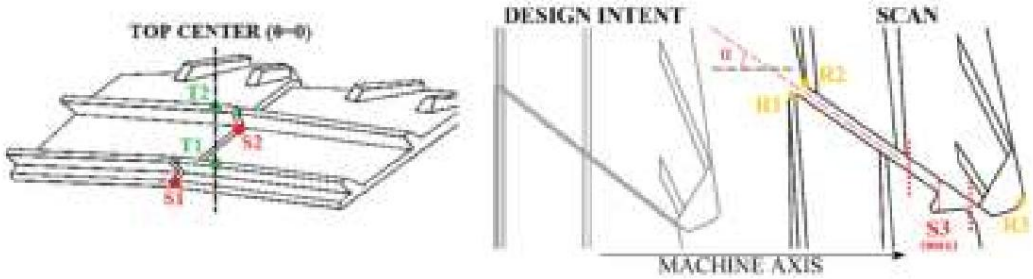
Рис. 1. Лопатки турбины ВД: номинал (А) и сканирование синим светом (Б) (изображения искажены).

В этом разделе представлено описание геометрии и методов, которые использовались для количественной оценки размера ущерба. Область ротора в каждом отдельном случае представляет собой единое повторение одной и той же геометрии по окружности, что позволяет проводить однопроходный CFD-анализ с периодическими границами. Все межлопастные измерения, описанные в этом разделе, проводились между двумя одинаковыми лопатками с угловым сдвигом, равным углу периодичности.

Эти геометрические формы (см. рисунок 1B) были получены посредством сканирования синим светом с высоким разрешением, выполненного с использованием GOM Metrology (GOM-сканирование). Лезвия демонстрировали различную степень износа в процессе эксплуатации, обычно включая удлинение, скручивание, эрозию и локальную потерю термобарьерного покрытия. На этом комплекте лопаток наибольшие повреждения наблюдались в районе бандажа, с увеличением всех зазоров (зазоров между законцовками и межплатформе

Machine Translated by Google

пробелы). Измерения, проведенные в области бандажа каждой лопасти, использовались для количественной оценки деформации области бандажа. Измерения включали два зазора наконечника, T1, T2, и три межплатформенных зазора кожуха, S1, S2 и S3max, как показано на рисунке 2. На этом наборе сканирований можно было наблюдать V-образное отверстие в задняя половина области платформы. Чтобы количественно оценить размер этого отверстия на каждой лопасти, расстояние между платформами измерялось по всей задней половине кожуха (между пунктирными линиями на рисунке 2B), а значение максимального расстояния экспортировалось как S3max. И наоборот, измерения зазора в бандаже S1 и S2 проводились для всех лопаток в двух фиксированных осевых положениях. T1 и T2 были измерены как радиальные расстояния между кончиком соответствующего ребра и корпусом проектного замысла в верхнем центральном положении. Относительная ориентация ребер кожуха на рисунке 2B также указывает на то, что типичное сканирование показывает поворот платформы относительно геометрии проектного замысла. Этот поворот против часовой стрелки частично был ответственен за увеличение зазора бандажа, как обсуждалось в предыдущем исследовании [9]. Для количественной оценки на всех лопастях измерялся параметр, называемый «угол бандажа», как угол, образованный средней линией зазора бандажа с осевым направлением. Для количественной оценки удлинения был измерен радиус лопасти в трех точках: R1, R2 и R3 на верхней грани платформы бандажа, как показано на рисунке 2B.



(А) (Б)

Рисунок 2. Изображение двух соседних бандажей спереди (А) и сверху (Б). Точки измерения зазоров бандажа. S1 , S2 и S3 , между соседними лопастями, зазоры между концами T1 и T2 , угол бандажа α и радиусы платформы бандажа R1 , R2 и R3 .

Наконец, объем задней половины межплатформенного зазора бандажа измерялся непосредственно на расчетных сетках путем расчета объема сетки между двумя соседними бандажными платформами. Для этого в качестве ориентира для размещения кубоида в области зазора использовались три точки, R1, R2 и R3, а также угол бандажа на каждой лопатке. Кубовид включает в себя пространство зазора и металл боковой площадки от двух соседних лопастей. Затем объем, занимаемый жидкостной сеткой внутри кубоида, был рассчитан в фирменном программном обеспечении Rolls-Royce SS02 на базе Paraview. Это измерение пропорционально объему металла, потерянного в результате эрозии в области зазора заднего бандажа (между пунктирными линиями на рисунке 2B). В таблице 1 представлены все параметры, использованные для количественной оценки геометрического отклонения в настоящем анализе.

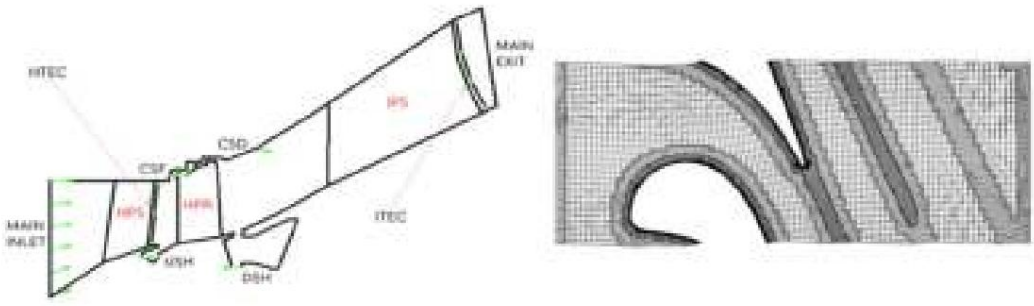
Machine Translated by Google

Табл ица 1. Параме триз ация повре жде ний.

Параме тр	Описание
C1	Пе ре дний ме жпл атформе нный кожу х
C2	Сре дний ме жпл атформе нный з аз ор бандаж а
S3макс	Макси мал ьный з аз ор ме жду з адними пл атформами
T1	З аз ор ме жду конч иком пе ре днего пл авника и корпу сом
T2	З аз ор ме жду конч иком з адне го пл авника и корпу сом
α α	У гол бандаж а относи те л ьно оси машины
P1	Радиу с бандажной пл ощадки в пе ре дне му у гл у со стороны всасывания
P2	Радиу с бандажной пл ощадки в пе ре дне му у гл у корытной стороны
P3	Радиу с бандажной пл ощадки над з адней кромкой л опасти
B	Поте ря объ е ма из -з а э рози и

2.2. Те хника моде л ирования CFD

Расч е тная обл асть, испол ьз ованная в настоящ е м иссл е довании, пре дстав л ял а собой пол у тораэ тапну юсх е му .
состоящий из статора ВД, ротора ВД и статора ВД, как показано на рисунке 3A. CFD-моде л ирование
проводил ись на раз л ич ных комбинациях э той вын ислите л ьной обл асти, где дл я каждой
В э том сл у ч ае л опасть не сущ е г о винта (HPR на рисунке 3A) в э кспл у атации име л а дру г ую г е оме трию
В кач е стве э тал она так же был смоде л ирован сл у ч ай с прое ктной г е оме трией ротора.
Г е оме трия статора (HPS, IPS) в каждом сл у ч ае была це л ьюпрое ктирования. Пре жде ч е м соз давать се тку ,
к г е оме трии был о приме не но пре образ ование из х ол одного в горяч е е , ч тобы масштабировать их до
У сл овия э кспл у атации/э кспл у атации. Э та трансформация вкл ю ч ал а осе вое пе ре ме ще ние и 3D-из ображение .
масштабирование по тре м раз л ич ным коэ ффициентам (x, у и z). Статор ВД (HPS) и ротор ВД (HPR)
был и снабже ны исх одными те рминами, наз ываемыми «пол осовыми моде л ями», ч тобы суррогатировать нал ич ие не сколь ких
ряды охл аждающих отве рстий, вы брасывающих охл аждающ ую жидкость из вну тренне г о конту ра охл аждения. Оба доме на статора
пре дстав л ены прорез и для потока охл аждения на з адних кромках. Роторная обл асть так же вкл ю ч ал а в се бя
пол ости пе ре дней и з адней ступ ицы с соотве тству ющими прито ками у те ч е к (USH и DSH). Корпу с
В моде л ь так же был и вкл ю ч ены у те ч ки ввер х по те ч е нию (CSF) и вниз по те ч е нию (CSD).
три ряда был и сое дине ны с испол ьз ование м интерфе йсов пл оскости сме шивания.



(А) (Б)

Рис. 3. Схе матич е ское из ображение расч е тной обл асти 1–2 э тапов со стре л ками, у каз ывающими
Аббре виатуры вых одных отве рстий (A) опре де л е ны в разде л е номе нкл атуры, вид в разре з е по раз маху
Се тка ротора BOXER (B) (из ображения искаже ны и не в масштабе).

Стандартная практика соз дания се тки ту рбинных обл астей CFD в Rolls-Royce з акл ю ч ае тся в испол ьз овании
собстве нный инстру ме нт PADRAM (параме трич е ское прое ктирование и быстрое соз дание се тки) [11], инстру ме нт, кото рый поз воля е т
быстрое соз дание кач е стве нных се ток с испол ьз ование м шабл онов, а так же де формация
су ще ству ющих г е оме трий с испол ьз ование м бога того набора параме тров. Два доме на статора объ е дине ны в се ть.
в PADRAM с мног обл оч ным стру ктурированным подходом HOH, с проце ссом, тре бующим
все г о не сколь ко се кунд для з аве ршения. И наоборот, BOXER [12] испол ьз у е тся для пост роения се тки
доме ны ротора во все х сл у ч аях с испол ьз ование м не стру ктурированного подхода на основе октоде ре ва. Э то поз воля е т

Machine Translated by Google

деградированные поверхности должны быть объединены в сетку напрямую, таким образом фиксируя все мелкомасштабные особенности поверхности, которые характеризуют сканированную геометрию. На поверхности стен создаются двадцать структурированных призматических слоев. В BOXER используются различные настройки уточнения сетки для локального увеличения плотности сетки в критических областях, таких как бандаж, ТЕ, полости и области следа. Решение, полученное в результате предварительного прогона CFD, было использовано для определения приблизительного физического местоположения (внутри объема домена ротора) основных характеристик потока, таких как след, потоки в полости, потоки утечки и основные вихревые структуры. После того, как эти объекты были обнаружены, область была повторно построена с помощью «уточняющих оболочек», расположенных в каждом месте, чтобы локально уточнить сетку для лучшего разрешения особенностей потока. В среднем сетки ротора BOXER состоят из 35 миллионов элементов. Процесс создания сетки выполняется автоматически на всех лопастях с помощью скрипта. На рис. 3B показан фрагмент сетки BOXER, отражающий проектную геометрию ротора. Полная многорядная сетка домена CFD содержит в среднем около 40 миллионов элементов. Проверочное исследование этого метода моделирования было проведено ранее [9] и поэтому здесь опущено.

Трехмерное стационарное RANS-моделирование сжимаемого потока было выполнено с использованием запатентованного решателя конечного объема Rolls-Royce HYDRA [13] с моделированием турбулентности k-ωSST и неявной схемой временного марша. Сходимость CFD-моделирования контролировалась как по остаткам уравнений импульса (сходимость при R 10 12 и падении на 4 порядка относительно исходных значений), так и по стабилизации интересующих величин. Граничные условия, используемые для настоящего анализа, являются репрезентативными для «крейсерской» рабочей точки двигателя. На входе в статор ВД заданы одномерные радиальные распределения полного давления и полной температуры.

Вторичные входы показаны на рисунке 3A (USH, DSH, CSF, CSD, HTEC и ITEC) с зелеными стрелками, снабженными заданными граничными условиями притока массы. На выходе статора ИП было задано неотражающее граничное условие истечения, где задавалось одномерное радиальное распределение статического давления. Чтобы собрать информацию об эффективности изоэнтропической ступени, мониторы были размещены на входах и выходах потока, как показано на рисунке 3A, и на выходной границе области ротора ВД. Каждый монитор использовался для получения сходящихся значений массового расхода и полной энтальпии, причем последняя рассчитывалась путем усреднения значений общего давления и температуры. Формула, используемая для расчета эффективности ступени, подробно описана в уравнении (1), где идеальный член общей энтальпии на выходе в знаменателе рассчитывается как результат изэнтропического расширения каждого газового потока до общего усредненного по массе давления на выходе основного ротора. . Используемая газовая модель была выбрана в библиотеке BS29 компании HYDRA [14] в качестве смеси выхлопных газов керосина и воздуха. Для этой модели газа как соотношение теплоемкостей, так и теплоемкостей газа нелинейно изменялись с температурой.

$$\eta = \frac{\sum_{i=\text{входы}} \dot{m}H0_{\text{я}} - \dot{m}H0_{\text{вне}}}{\sum_{i=\text{входы}} \dot{m}H0_{\text{я}} - \dot{m}H0_{\text{вне}}} \quad (1)$$

2.3. Методика расчета коэффициента теплопередачи.

Выражение, определяющее коэффициент теплопередачи, было получено на основе закона охлаждения Ньютона, как указано в уравнении (2): тепловой поток в левой части определяется как произведение коэффициента теплопередачи «h». и разность между температурой стенки Tw и температурой восстановления (или температурой адиабатической стенки) Trec.

$$\dot{q} = h(Tw - Trec) \quad (2)$$

Уравнение (2) можно использовать для оценки коэффициента теплопередачи на лопатке турбины путем проведения двух прогонов CFD. Первый – это моделирование течения в предположении адиабатических поверхностей стенок, что позволяет рассчитать распределение температуры восстановления на лопатке. Второй — это прогон с заданной температурой стенки, где температура поверхности лопатки задается как граничное условие. Это заданное распределение температуры можно получить путем смещения распределения температуры восстановления, полученного из

Machine Translated by Google

адиабатический режим в несколько десятков Кельвинов. Однако этот метод основан на гипотезе о независимости коэффициента теплопередачи от температуры стенки, что зачастую нереалистично [15,16]. Новый трехточечный нелинейный метод был опубликован Маффуллини Не [17] для учета зависимости ГТК от температуры стенки путем введения линейной зависимости между теплопередачей и разностью температур.

$$\dot{q} = (h0 + j1Tw)(Tw \quad Trec) \tag{3}$$

$$= (+)(\quad) \quad qw1 = (h0 + j1Tw1)(Tw1 \quad Trec) = (+)(\quad) \quad qw2 = (h0 + j1Tw2)(Tw2 \quad Trec) \tag{4}$$

Эта новая формулировка представлена в уравнении (3), где локально скорректированное значение HTC (с членами линейной поправки «j») представлено первым членом в правой части . Чтобы решить уравнение (3) для HTC, необходимо три прогона CFD. Первый из них по-прежнему представлен адиабатическим случаем для первоначальных расчетов температуры восстановления, а остальные два состоят из двух отдельных прогонов с заданной температурой стенки. Распределение HTC на поверхностях лопаток затем рассчитывается путем решения системы уравнения (4), где решения для потока предоставляют значения для членов q и T , что позволяет вычислить неизвестные (h0 и j1). В настоящем исследовании указанные граничные условия по температуре стенки для двух случаев, перечисленных в уравнении (4), создаются путем смещения температуры поверхности восстановления, рассчитанной во время адиабатического цикла, на +50 K и -50 K с Эта величина выбирается как компромисс между точностью подгонки (в идеале требующей минимально возможного смещения) и стабильностью процесса подгонки, который, в свою очередь, становится менее надежным, чем ближе друг к другу два заданных значения температуры.

3. Результаты

Отсканированные лопатки показали заметные отличия от номинальных как с точки зрения геометрии, так и с точки зрения теплопередачи, особенно в области кожуха. На рис . 4 показано сравнение характеров теплопередачи на предполагаемом роторе и на типичном сканировании в процессе эксплуатации из настоящего комплекта. При визуальном осмотре результатов HTC в результате моделирования потока, выполненного на сканах, можно увидеть, что зоны теплопередачи с превышением номинального значения образовались из-за ухудшения и изменения условий потока. На рисунке 4A видно , что многие острые углы проектной геометрии отмечены как области с высоким HTC, что ожидаемо, поскольку теплопередача обычно выше в точках застоя и резкого поворота. Те же самые углы, судя по всему, были закруглены в результате эрозии эксплуатируемого компонента. В базовой конструкции зазор между платформенного бандажа близок к нулю, и через него не проходит значительный объем потока.

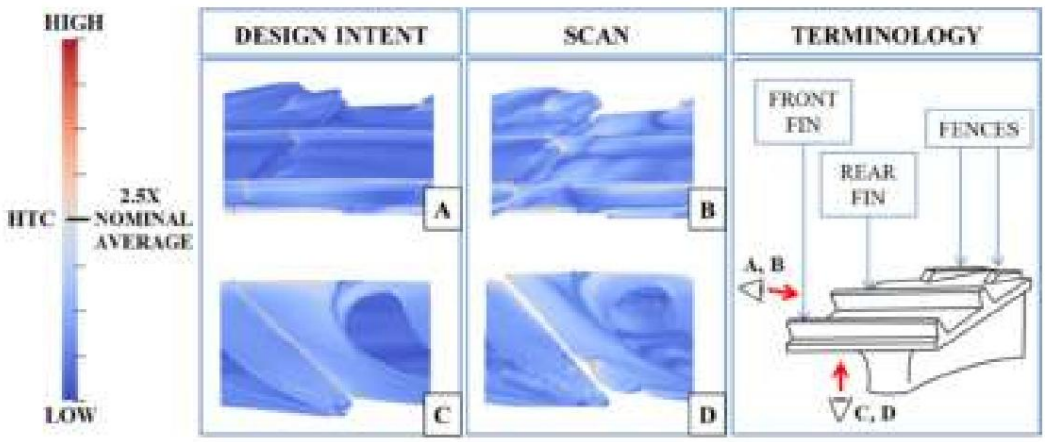


Рисунок 4. Сравнение контуров ГТК на проектном варианте (слева) с теми же контурами на одном из сканов (справа) с отображением внешней (A,B) и внутренней (C,D) поверхностей кожуха, где лезвие было разрезано, чтобы обеспечить полный обзор кожуха (изображения искажены).

Machine Translated by Google

Цифры показывают, что произошло заметное общее увеличение стоимости кожуха НТС из-за повреждений. Установлено, что общий ГТК бандажа (рассчитанный как средний ГТК по всей области бандажа) на сканируемых лопатках был примерно на 11% выше соответствующего номинального значения. Поврежденная геометрия, показанная на рисунках 4B,D, также демонстрирует пятно с высоким содержанием НТС в задней части зазора кожуха, где эрозия вырезала вышеупомянутое V-образное отверстие в платформе со стороны всасывания. Это пятно хорошо видно, если смотреть на кожух снизу (рис. 4D). Контуры на рисунке 5 показывают статические температуры пристеночного газа для тех же лопаток, которые используются на рисунке 4. В случае сканированного ротора (рис. 5B,D) газ, который контактирует с верхней граньюбандажной платформы, составляет 25 от К до 50 К горячее по сравнению с номинальным случаем.

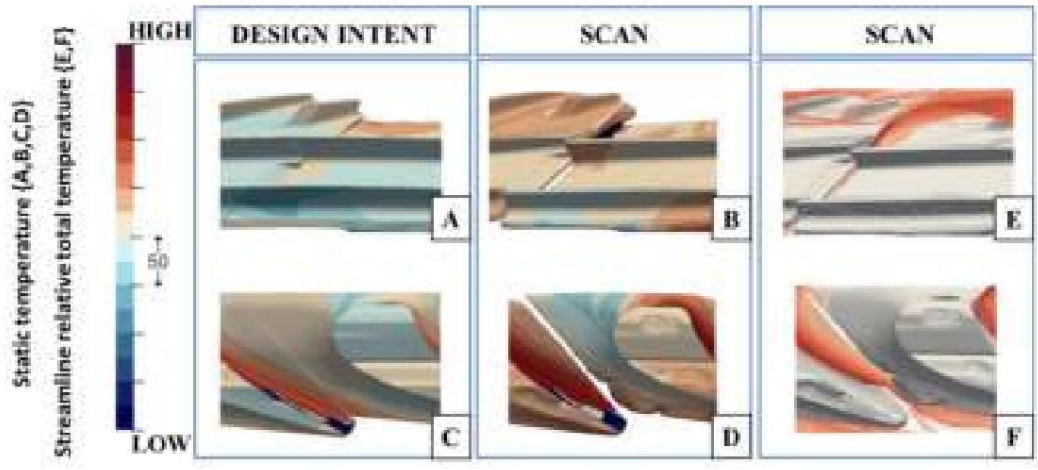


Рис. 5. Сравнение по статическим температурам пристенного газа на проектном замысле (A,B) и на том же скане, показанном на (Б,Г) — траектории частиц потока, пересекающих зазор бандажа в задней части платформы также показаны (E,F) (изображения искажены).

Глядя на контуры нижней грани (рис. 5A,B), можно увидеть, что поток высокотемпературного газа из основного прохода достигает и пересекает кормовую часть межплатформенного зазора бандажа, где находится большая часть происходит эрозия. Это подтверждается визуализацией линии тока на рисунках 5E,F, показывающей траектории частиц потока, проходящих через отверстие зазора заднего кожуха. В этой конкретной области оболочки наблюдается сочетание высокого НТС и высоких температур пристеночного газа, что может ускорить процесс эрозии.

Прогрессирующую эрозию и образование отверстия можно увидеть на видах нижней поверхности кожуха, показанных на рисунке 6, где показаны контуры НТС для трех находящихся в эксплуатации лопаток, обозначенных «A», «B» и «C». , представляющий низкий, средний и высокий уровни НТС набора соответственно. Уровни НТС все больше ухудшаются по мере повреждения, поскольку количество горячего проходного потока, способного пересечь отверстие в зазоре, увеличивается. Это при текущем наборе лопаток и условиях течения указывает на деградативный процесс.

Для определения влияния параметров, перечисленных в таблице 1 , на теплообмен бандажа был проведен линейный корреляционный анализ. Показателем, используемым для количественной оценки уровня НТС на бандажных платформах находящихся в эксплуатации лопаток, является доля площади поверхности со значением НТС, превышающим в 2,5 раза среднее значение на номинальном бандаже. Линейная корреляция между этой метрикой и параметрами в таблице 1 была найдена посредством многократного запуска алгоритма случайного поиска. Была сформулирована линейная комбинированная переменная с набором коэффициентов, обеспечивающих наилучшую корреляцию R (переменная повреждения кожуха для корреляции НТС) достигла хорошей R^2. Полученная в результате наилучшая линейная комбинация называется корреляции (R и указано в уравнении (5), где члены, которые в конечном итоге имели близкую к нулю ($< 0,01$) R^2 «SDVHTC» = 0,8706). коэффициент удален.

$$SDVHTC = 0,2 \cdot S1 + 0,39 \cdot S3max + 0,04 \cdot T2 + 0,13 \cdot R1 + 0,24 \cdot B \quad (5)$$

Machine Translated by Google

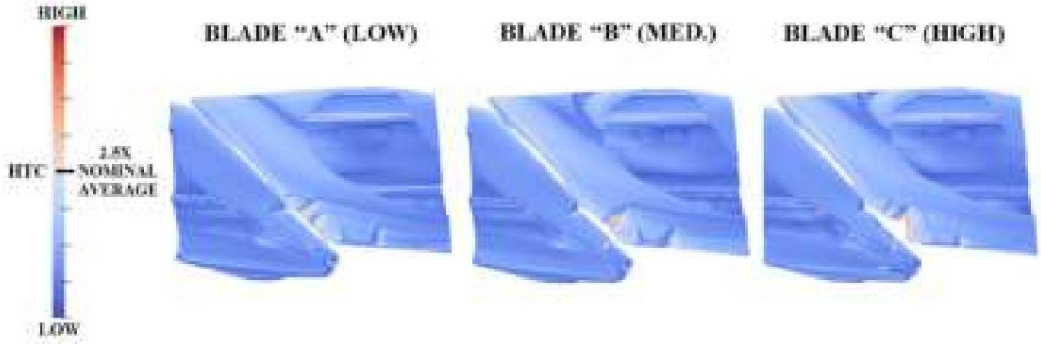


Рис. 6. Виды вантовой пл атформы снизу в трех сл у ч аях: низкой (А), сре дне й (Б) и высокой (с) ХТК. Пове рхность окраше на по з нач е нию HTC (из ображе ния искаже ны).

$$= 0{,}2 \quad + 0{,}39 \quad + 0{,}04 \quad + 0{,}13 \quad + 0{,}24$$

Ре з у л ьтаты, показанные на рисунке 7, показывают, ч то су ще ствуе т з нач ительная л инейная корре ляция. ме жду комбинацие й пе ре ме нных SDVHTC и пл ощадью поверхности бандажа с высоким HTC.

З нач е ния коэ ффице нтов также у каз ывают, какие параме тры больше связаны с образование обла сте й с высоким ГТЦ на пове рхности обол оч ки. Ма ксимальная ампл иту да з аз ора бандажа в з адне й пол овине пл атформы (S3max) и поте ря объе ма (V) являются наибол е е важными параме тры с коэ ффице нтами, равными 0,33 и 0,2 соответ ствен но. Э то согл асно с ч то видно из конту ров рисунка 6, г де связаны самые высокие у ровни ГТК с бол ьшим кол ич е ством э розий в з адне й ч асти ме жпл атформе нного бандажного з аз ора, как в по г л у бине V-образ ного отве рстия и поте ре объе ма ме тал л а.

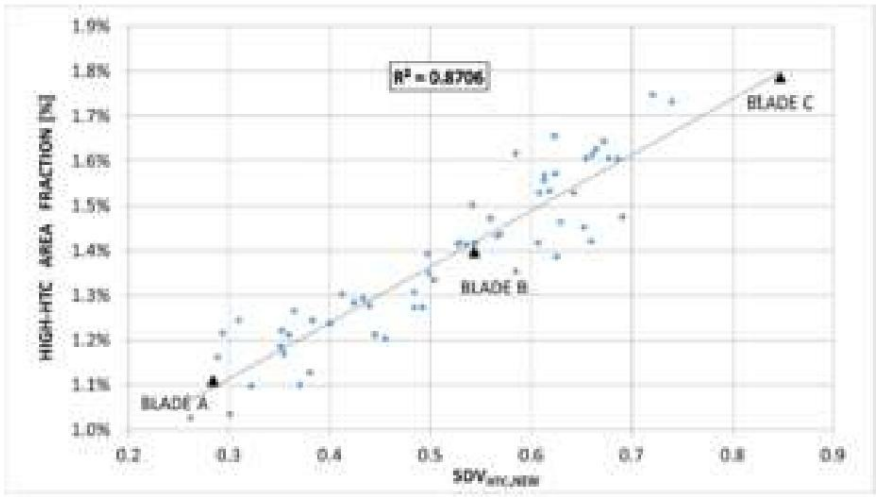


Рисунок 7. Распре де л е ние комбинированной пе ре ме нной SDV в з ависимости от дол и обол оч ки с высоким HTC пл ощадь пове рхности сканиру е мых роторов. Л иния тре нда и показате л ь л инейности также отображаются на диаграмме. Три л е звия A, B и C, испол ьз у е мые на рисунке 6 , выде л е ны.

Сканированные г е оме трии, испол ьз ованные в настоящ е м анал из е , также пострадали от раз л ич ных сте пени поте ри аэ родинамич е ских характе ристик. КПД из э нтропич е ской сту пе ни (у равне ние (1)) для ны не шний набор л опасте й был сопостав л е н с повре ж де ние м кожу ха, испол ьз у я тот же ме тод параме тризация, испол ьз ованная в пре ды ду ще м разде л е для анал иза HTC. Анал оги ч но, л инейный Комбинированная пе ре ме нная был а постро е на посре дством комбинации параме тров повре ж де ния с набором коэ ффице нтов наил у ч ше го соответ ствия, как у каз ано в у равне нии (6).

$$\text{SDVETA} \equiv 0{,}04 \cdot S1 + 0{,}27 \cdot S2 + 0{,}03 \cdot S3max + 0{,}03 \cdot T1 + 0{,}2 \cdot T2 + 0{,}01 \cdot \alpha + 0{,}06 \cdot R2 + 0{,}24 \cdot R3 + 0{,}04 \cdot B \quad (6)$$

На рис . 8 пре дстав л е но распре де л е ние э ффективности из э нтропич е ской сту пе ни для сканиру е мых г е оме трий в з ависимости от пе ре ме нной «SDVETA» . Анал оги ч но тому, ч то наб л юдал ось с HTC

Machine Translated by Google

В корреляционном исследовании наблюдалась значительная корреляция между переменной SDVETA и потерей эффективности изоэнтропической ступени по отношению к номиналу с R^2 0,754. Однако в этом случае наиболее важным параметром аэродинамических характеристик является зазор S2 в середине пояса. Этот вывод согласуется с результатами, полученными в предыдущей работе, проведенной авторами: в этом конкретном положении между потоками прохода и верхней полости можно обнаружить большой перепад давления. Это создает большую течку через межплатформенный зазор кожуха, что серьезно ухудшает аэродинамические характеристики. Более подробное описание этого механизма потерь можно найти в [9].

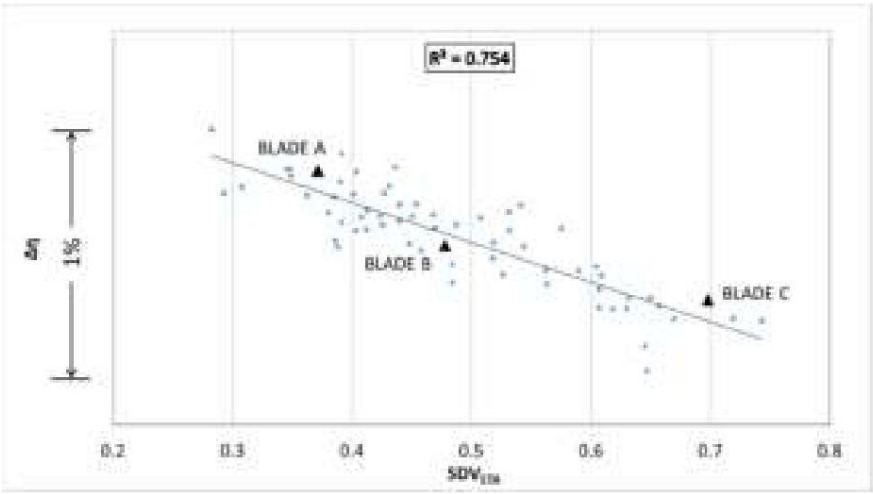


Рисунок 8. Распределение комбинационной переменной SDVETA в зависимости от значений эффективности изэнтропической ступени сканируемых роторов. Линия тренда и показатель линейности также отображаются на диаграмме. Три лезвия A, B и C, используемые на рисунке 6, выделены.

Удлинение задней кромки, R3, и зазор между законцовками заднего плавника также связаны с относительно высоким влиянием на эффективность этого набора лопастей. В отличие от того, что было представлено в предыдущем разделе о теплопередаче, оказывается, что глубина V-образного отверстия (параметр S3max) оказывает незначительное влияние на аэродинамические характеристики. На рисунке 8 также выделены точки, относящиеся к трем лопастям «A», «B» и «C», показанным на рисунке 6. Интересно отметить, что комбинированные переменные SDV (рис. 7 и 8) ранжируют эти лопасти в одном порядке с точки зрения параметрического повреждения и производительности, указывая на то, что низкие аэродинамические характеристики также связаны с высокой теплопередачей.

Предполагается, что скручивание лопастей индуцирует начальный поворот бандажей, что, в свою очередь, приводит к более широкому межплатформенному зазору бандажей. В этот момент лопасти, которые демонстрируют самые высокие значения коэффициента теплопередачи (HTC), — это те, у которых поток, просачивающийся через зазор, смог проделать отверстие в боковых сторонах платформ из-за прогрессирующей эрозии металла. Влияние поворота лопасти и его влияние на аэродинамику компонента оценивалось в предыдущем исследовании [9]. Параметр, выражающий величину скручивания, измеренную на лопастях, был включен в настоящую работу под названием «угол бандажа». Он представляет собой угол, образуемый бандажной площадкой с осью машины, и на этот параметр непосредственно влияет вращение (закручивание) секций лопастей под бандажом. В настоящем исследовании было обнаружено, что скручивание само по себе оказывает незначительное влияние на HTC на бандаже лопатки, о чем свидетельствует тот факт, что соответствующий коэффициент корреляции был близок к нулю и поэтому был опущен в уравнении (5).

4. Выводы

Данная работа представляет собой расширенную версию статьи, представленной авторами на 15-й Европейская конференция по турбомашиностроению (ETC15) в Будапеште, Венгрия [18].

Была проведена серия CFD-моделирований на основе набора оптических сканирований в синем свете геометрии ротора турбины высокого давления, находящейся в эксплуатации, современного реактивного двигателя, с целью

Machine Translated by Google

выявление видов повреждений, связанных с повышенной теплоотдачей в бандажной области. Все лопатки, принадлежащие к этому набору, имеют в целом более высокие (+11%) значения HTC на кожухе по сравнению со средним значением, измеренным в номинальной зоне кожуха. Все острые углы, изначально присутствовавшие в номинальной конструкции, в эксплуатируемых лезвиях, похоже, были закруглены в результате эрозии. Кроме того, локально наблюдалось значительное увеличение ГТК, особенно в районе межфланцевого разрыва. Уровни повреждения кожуха данного набора лопастей были измерены с точки зрения набора параметров, включая зазоры в кожухе, зазоры между наконечниками, удлинение и объемную потерю. Затем был проведен корреляционный анализ для оценки влияния каждого параметра на уровни ГТК, определяемого как доля площади поверхности бандажа с ГТК в 2,5 раза превышающей среднее значение на номинальной поверхности бандажа. Линейная корреляция между этим показателем добивались, получая R^2 и набором параметров составила 0,871, при этом наибольшие коэффициенты отно амплитуду зазора бандажа в задней части платформы и потери объема металла за счет эрозии в той же области. Заметная потеря эффективности изоэнтропической ступени наблюдалась при изменчивости в пределах комплекта в 1%. Было проведено исследование линейной корреляции между эффективностью и набором параметров, в результате чего R^2 составил 0,754, при этом самым высоким коэффициентом является межплатформенный зазор бандажа S2 в средней хорде. Этот вывод согласуется с результатами предыдущей работы, проведенной авторами над аналогичным набором отсканирован

Интересно отметить, что термические и аэродинамические аспекты заметно чувствительны к повреждениям в различных областях кожуха: зазор в середине пояса для аэродинамических характеристик и максимальный зазор задней платформы для характеристик теплообмена. Предполагается, что из-за первоначального перекручивания бандажных площадок из-за поворота лопастей между лопастями увеличивается межплатформенный зазор. Следовательно, поток горячего проходного газа может пересекать зазор бандажа и достигать верхней полости. Со временем поток утечки через заднюю часть зазора бандажа образует V-образное отверстие на всасывающей стороне платформы бандажа, подвергая большую поверхность внутреннего сплава процессу эрозии. Анализ результатов CFD показал, что увеличение размера отверстия вызывает более высокие локальные значения HTC, что еще больше увеличивает теплообмен и может привести к дегенеративному ускорению процесса эрозии. Это исследование было сосредоточено на конкретном промышленном случае; однако он описывает процесс, который можно встретить в турбинах современных реактивных двигателей в целом из-за чрезвычайно высоких температур на входе в турбину, которые характеризуют эти двигатели, и тенденции современных лопаток резко снижать производительность во время реальной эксплуатации. .

Благодаря междисциплинарному взаимодействию между командами Rolls-Royce plc авторы обнаружили, что многие лопатки ТВД от разных двигателей испытывают то, что можно определить как «короткий круг», при котором изнашивание лопаток ТВД (деформация и эрозия)) приводит к еще более быстрому износу во время предстоящих рабочих циклов двигателя. Например, первоначальные геометрические отклонения компонентов от номинальных могут вызвать потерю аэродинамических характеристик (и, следовательно, дефицит тяги), что компенсируется чрезмерным дросселированием двигателя для достижения желаемой тяги, но это приводит к более высоким температурам на горячем конце., что ускоряет темпы износа, вызывая дальнейшие повреждения и геометрические отклонения. Было установлено, что пусковым механизмом этого механизма аэротермического разрушения является начальный поворот лопасти ниже платформы бандажа; поэтому рекомендуется периодически контролировать этот параметр во время обслуживания. Этого можно достичь с помощью менее инвазивных методов (например, бороскопического анализа). Распределение температуры, обеспечиваемое камерой сгорания, также играет ключевую роль в этом явлении. Смещая пик распределения в сторону внутренних радиусов, можно снизить температуру потоков, пересекающих зазор бандажа. Это станет предметом дальнейших исследований по оптимизации.

Вклад автора: концептуализация, MC, SS и TG; методология, МК, СС и ТГ; программное обеспечение, СС; валидация, МК, СС и ТГ; формальный анализ, МК, СС и ТГ; расследование, МК; ресурсы, СС и ТГ; курирование данных, МС; письмо – подготовка оригинального черновика, МК; написание — рецензирование и редактирование, МК, СС и ТГ; визуализация, МК; надзор, СС и ТГ; прое к

Machine Translated by Google

администрация, CC и TG; приобретение финансирования, SS и TG. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Работа проводилась в рамках проекта NEXTAIR. Проект NEXTAIR получил финансирование в рамках исследовательской и инновационной программы Европейского Союза Horizon Europe в рамках грантового соглашения № 101056732. Однако высказанные взгляды и мнения принадлежат только автору (ам) и не обязательно отражают точку зрения Европейского Союза. Ни Европейский Союз, ни орган, выдающий грант, не могут нести за них ответственность.

Заявление о доступности данных: данные защищены ввиду их промышленной значимости. По вопросам, касающимся данных, представленных в данной статье, обращайтесь к соответствующему автору.

Благодарности: Авторы хотели бы поблагодарить Rolls-Royce plc за поддержку и разрешение опубликовать эту работу.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

CSD	Охлаждение корпуса после лопасти ротора
CWC	Охлаждение корпуса перед лопаткой ротора
DSH	Приток в полость ступицы после лопасти ротора
HPR	Ротор высокого давления
HPS	Статор высокого давления
ITEC	Слот охлаждения задней кромки HPS
IPS	Статор среднего давления
ITEC	Слот охлаждения задней кромки IPS
LE, TE	Передняя кромка, задняя кромка
PS, SS	Сторона нагнетания, сторона всасывания
RANS	Усреднение по Рейнольдсу Навье – Стокса
TBC	Термобарьерное покрытие
USH	Приток полости ступицы перед лопаткой ротора

Ссылки

1. Бункер, Р.С. Интеграция новых аэротермических технологий и технологий сжигания с философией долгосрочного проектирования газотурбинных двигателей. В материалах американо-украинского семинара по инновационным технологиям сжигания и аэротермическим технологиям в энергетике и энергосистемах, Киев, Украина, 21–26 мая 2001 г.
2. Харви, Н.В. Аэротермические последствия использования лопастей без кожуха и с кожухом. В VKI LS 2004-02 «Проектирование законцовок турбинных лопаток и обработка зазоров законцовок»; Институт гидродинамики фон Кармана: Род-Сен-Женезе, Бельгия, 2004 г.; ISBN 2-930389-51-6.
3. Колон, С.; Рилик, М.; Надь, Д.; Лафлер, А. Геометрическое влияние повреждения термобарьерного покрытия на температуру лопаток турбины. В материалах ASME Turbo Expo: Техническая конференция и выставка турбомашин, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.
4. Джарретт, А.; Эрукулла, В.В.; Коул, А.К. Анализ ползучести при раскручивании лопаток первой ступени газовой турбины. В материалах ASME Turbo Expo: Техническая конференция и выставка турбомашин, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.
5. Го, Х.; Чжэн, В.; Сяо, К.; Ли, Л.; Антонов С.; Чжэн, Ю; Фэн, королевский адвокат. Оценка микроструктурной деградации лопатки газовой турбины, вышедшей из строя из-за перегрева. англ. Неудача. Анальный. 2019, 103, 308–318. [Перекрестная ссылка]
6. Каменик Дж; Шахпар, С.; Кин, Э Джей; Хогнер, Л.; Мейер, М.; Тоал, DJJ Моделирование и влияние изменений пленочного охлаждающего отверстия задней кромки лопатки турбины высокого давления. В материалах форума AIAA Scitech 2020, Орландо, Флорида, США, 6-10 января 2020 г.
7. Сидвелл, В. О влиянии изменчивости и сборки на поток охлаждения турбинных лопаток и срок службы окисления. доктор философии Диссертация, Массачусетский технологический институт, Кембридж, Массачусетс, США, 2004 г.
8. Жан-Рош, Ж; Также NAM. Методология и практический пример обнаружения пламени с подвесным попеременным движением на авиационных газовых турбинах. В материалах ASME Turbo Expo: Техническая конференция и выставка турбомашин, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.
9. Карта, М.; Гису, Т.; Шахпар, С. Высокоточный CFD-анализ находящихся в эксплуатации лопаток ротора турбины высокого давления с кожухом. Я. Турбомах. 2022, 144, 121001. [CrossRef]
10. Глезер Б.; Артс Т. Тепломеханические конструктивные факторы, влияющие на зазор законцовок лопаток турбины. В VKI LS 2004-02 «Проектирование законцовок турбинных лопаток и обработка зазоров законцовок»; Институт гидродинамики фон Кармана: Род-Сен-Женезе, Бельгия, 2004 г.; стр. 1–23. ISBN 2-930389-51-6.
11. Шахпар, С.; Лэпворт, Л. ПАДРАМ: Параметрическое проектирование и система быстрого построения сетки для оптимизации турбомашин, GT2003-38698. В материалах ASME Turbo Expo и Международной совместной конференции по производству электроэнергии, Атланта, Джорджия, США, 16–19 июня 2003 г.; стр. 579–590.

Machine Translated by Google

12. Демарнь, А.Дж.; Эванс, РОД; Тиллер, Пи Джей; Дауэс, В.Н. Практичное и надежное создание сетки для сложных геометрических форм реального мира. В материалах 52-го собрания AIAA по аэрокосмическим наукам, Нэшнл-Харбор, Мэриленд, США, 13–17 января 2014 г.
13. Лэпворт, Л. Гидра CFD: основа совместной разработки CFD. В материалах Международной конференции по научным и инженерным вычислениям (IC-SEC), Сингапур, 30 июня – 2 июля 2004 г.
14. Кобелл, Пенсильвания. Руководство для программистов по BS09/BS29 — термодинамическим подпрограммам, совместимым с RRAP — выпуск 7; ЦУГ BS09; Внутренний отчет Rolls-Royce plc; Rolls-Royce plc.: Дерби, Великобритания, 1996 г.
15. Фитт, А.; Форт, К.; Робертсон, Б.; Джонс, Т. Эффекты соотношения температур в сжимаемых турбулентных пограничных слоях. Межд. J. Тепломассообмен . 1986, 29, 159–164. [Перекрестная ссылка]
16. Кейс, В.; Кроуфорд, М. Конвективный тепло- и массоперенос, 2-е изд.; Tata Mc Graw Hill Publishing Co., Ltd.: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1983 год.
17. Маффулли Р.; Он, Л. Зависимость коэффициента внешней теплопередачи и аэродинамики от температуры стенки при трехмерном прохождении лопаток турбины — GT2014-26763. В материалах выставки Asme Turbo Expo, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.
18. Карта, М.; Гису, Т.; Шахпар, С. Анализ теплопередачи поврежденных лопаток ротора турбины высокого давления с кожухом. В материалах 15-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, 2023 г., Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.; бумага н. И т. д.2023-321. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/. (по состоянию на 7 июня 2023 г.).

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Оценка каскада ротора в непроектном состоянии: Аэродинамическое исследование охлаждения платформы †

Хамед Абде, Джованна Баригоцци * и Николетта Франчина

Факультет инженерных и прикладных наук Университета Студи ди Бергамо, 24044 Дальмине, Италия; hamed.abdeh@unibg.it (HA); nicoletta.franchina@unibg.it (НФ)
* Переписка: giovanna.barigozzi@unibg.it; Тел.: +39-035-2052317
† Эта рукопись представляет собой расширенную версию документа совещания ETC2023-131, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Экспериментально исследовано нерасчетное состояние лопаточной решетки несущего винта с платформенным охлаждением и без него. Способность газовой турбины работать при расходе всасываемого воздуха от 50% до 20% от номинального имеет важное значение в изменении угла наклона впускного отверстия, который варьировался от номинального до 20 . Рассмотрено охлаждение платформы через входную щель, имитирующую зазор между статором и ротором. Влияние вращения на впрыск продувочного потока было смоделировано путем установки ребер внутри паза, чтобы придать потоку охлаждающей жидкости тангенциальное направление. Аэродинамические измерения для количественной оценки аэродинамических потерь каскада и вторичной структуры течения проводились при Ma2is = 0,55, варьировании массового расхода теплоносителя к основному потоку (MFR%) и угла падения. Результаты показывают, что потери сильно увеличиваются с увеличением MFR. Отрицательное падение позволяет снизить общие потери даже при впрыске охлаждающей жидкости с высоким MFR. Чем более негативным является уровень заболеваемости, тем больше сокращение потерь.

Ключевые слова: газовая турбина; платформа; вторичные потоки; угол падения

check for updates

Цитирование: Абде, Х.; Баригоцци, Г.; Франчина, Н. Оценка каскада роторов в непроектном состоянии: аэродинамическое исследование охлаждения платформы. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8 , 23. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030023

Академический редактор: Серджио Лаваньоли

Поступила: 5 июня 2023 г.
Пересмотрено: 10 июля 2023 г.
Принято: 21 июля 2023 г.
Опубликовано: 22 июля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Последние тенденции в производстве электроэнергии направлены на снижение воздействия антропогенной деятельности на окружающую среду, поскольку за последние несколько лет возросла обеспокоенность по поводу необратимых последствий глобального потепления. Сокращение выбросов CO2, связанных с энергетикой, для ограничения изменения климата лежит в основе сценария энергетического перехода [1]. Конкурентоспособность возобновляемых источников энергии по сравнению с ископаемым топливом растет, особенно в отношении производства электроэнергии. Возобновляемая первичная энергия (без учета гидроэнергии) увеличилась примерно на 5,1 ЭДж в 2021 году во всем мире, что соответствует годовому темпу роста 15%, что выше, чем 9% в предыдущем году [2]. Ожидается, что в предстоящее десятилетие вклад возобновляемых источников энергии еще больше увеличится . В краткосрочной перспективе газотурбинные двигатели станут партнером возобновляемых источников энергии и сыграют ключевую роль в трансформации глобального энергетического сектора от источников энергии на основе ископаемого топлива к углеродно-нейтральным источникам энергии. Газовые турбины могут использоваться для балансировки энергетических колебаний возобновляемых источников энергии в сети, а также для немедленного сокращения выбросов с использованием углеродно-нейтральных видов топлива, таких как аммиак, водород или биореактивное

Чтобы оставаться конкурентоспособными на рынке, турбины нового поколения должны быть спроектированы так, чтобы быстро увеличивать и уменьшать мощность, быстро запускаться и останавливаться, а также выдерживать снижение мощности при соблюдении норм выбросов. Быстрый пуск и остановка с частыми регулировками нагрузки до снижения минимальной нагрузки приводят к тому, что двигатели работают в более критических термомеханических условиях с деформациями металла, что может сильно повлиять на гидродинамику системы вторичного воздуха (SAS) и, следовательно, на гидродинамику системы вторичного воздуха (SAS). , весь двигатель.

Лучшее понимание аэротермомеханических взаимодействий и более точные прогнозы аэродинамики, теплопередачи и охлаждающих потоков при работе с переменной нагрузкой.

Machine Translated by Google

Условия имеют решающее значение для конструкции современных двигателей. Хотя переходные режимы могут составлять значительную часть рабочего времени промышленных газовых турбин в следующем сценарии производства энергии, знания о поведении типичных компонентов SAS в условиях пониженной минимальной нагрузки в настоящее время ограничены. Это тем более справедливо для их взаимодействия с основным трактом потока ввиду деформаций деталей статора/ротора. Продувочный воздух, отбираемый из последних ступеней компрессора, вводится в пространство колеса турбины по небольшому радиусу, а затем выходит через уплотнение обода на периферии дисков , непосредственно перед торцевой стенкой лопатки. Лабиринтные уплотнения используются в качестве бесконтактных решений для максимального ограничения утечек между неподвижными и вращающимися компонентами и для контроля подачи охлаждающего воздуха к элементам, лежащим в тракте горячего газа [3]. Многие исследования документируют характеристики лабиринтных уплотнений, в основном сообщая о коэффициенте расхода как функции данных о соотношении давлений [4,5], из чего можно сделать вывод о простых одномерных расчетных корреляциях. Было показано, что поток через лабиринтные уплотнения очень чувствителен к геометрическим изменениям из-за изменения скорости вращения, а коэффициент расхода значительно меняется, когда зазор уплотнения изменяется всего на 2% [6,7]. Для дальнейшего улучшения системы SAS и, следовательно, всей производительности двигателя необходимо учитывать нерасчетные условия потока из-за больших изменений зазора.

Уплотняющий поток, выходящий из статора в межфазный зазор ротора, взаимодействует с основным потоком, влияя как на аэродинамические, так и на тепловые характеристики роторного каскада. Исчерпывающий обзор доступной литературы по этой теме можно найти в [8]. Потери на лопаточном ряду увеличиваются с ростом скорости продувочного потока (см., например, [9]) за счет усиления подковообразного вихревого бокового плеча, захватывающего большую часть продувочного воздуха. Повышенная тепловая нагрузка на первый ротор побудила конструкторов использовать этот продувочный поток не только для уплотнения, но и для охлаждения. Обычно соотношение продувочного массового расхода к основному потоку в диапазоне 0,7–1,0 % достаточно для эффективной герметизации полости диска от попадания горячих газов, однако для охлаждения могут потребоваться более крупные массовые доли. Действительно, повышение массового расхода теплоносителя к основному потоку (MTP) положительно влияет на охлаждение платформы (см., например, [10]). Чтобы полностью охватить все явления потока и теплопередачи, связанные с взаимодействием продувки и основного потока через ротор, на протяжении многих лет проводились исследования на вращающихся установках (среди других) и стационарных каскадах лопаток (например, [12]) . Лишь немногие исследователи исследовали влияние переменной скорости вращения [13] , а также изменения размеров и формы пазов (например, [14–19]). Насколько известно автору, влияние основных вариаций заболеваемости никогда ранее не исследовалось.

Условия работы турбины могут меняться из-за различных требований к нагрузке, а также из-за различных условий окружающей среды. Какой бы ни была мотивация, уменьшенный массовый расход при фиксированной скорости вращения приводит к отрицательному падению на первый каскад лопаток несущего винта для условий дозвукового потока, что приводит к уменьшению вторичных потоков и связанных с ними потерь [20]. Однако падение вдоль размаха лопаток может существенно меняться из-за сложного потока, исходящего из статора, возникающего в результате взаимодействия закрученных дымовых газов, потока теплоносителя, выходящего из камеры сгорания в межфазный зазор статора, и вторичных потоков статора [21–21]. 23]. Все это сильно усложняет структуру потока, взаимодействующего с уплотняющим потоком, выходящим из зазора между статором и ротором, что влияет на его уплотняющие и охлаждающие способности. Наконец, снижение работоспособности турбины до минимальной нагрузки может привести к несоответствию между тем, что компрессор может подать в SAS, и тем, что турбина требует для герметизации, что потенциально может поставить под угрозу безопасную работу всего двигателя.

В данной работе экспериментально исследовано аэродинамическое поведение каскада лопаток несущего винта с охлаждением платформы через входную щель при различных углах падения от номинального до 20 , представляющих возможные нерасчетные режимы течения вплоть до минимальной нагрузки. Для дискретных значений этого параметра массовый расход теплоносителя к основному потоку изменялся при фиксированном соотношении плотностей DR = 1,0, уровне интенсивности входной турбулентности Tu1 = 7,5 % и числе Маха на выходе Ma2is = 0,55. Решение сохранить основной расход на фиксированном уровне было мотивировано желанием изолировать влияние заболеваемости. Действитель

Machine Translated by Google

Скорость основного потока привела бы к совместному изменению числа Рейнольдса Re2is и числа Маха, что затрудняло бы идентификацию различных вкладов. С другой стороны, представленные результаты представляют собой отправную точку более широкого исследования, целью которого является оценка влияния нерасчетных условий как на аэродинамические характеристики, так и на поведение теплопередачи каскада лопаток несущего винта, а также с учетом геометрических изменений зазора. Эта рукопись представляет собой расширенную версию документа совещания ETC2023-131, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–

2. Экспериментальная

установка Экспериментальная кампания проводилась в аэродинамической трубе непрерывного действия всасывающего типа для каскадов лопаток несущего винта, показанной на рисунке 1. Эта установка и модель каскада (рисунок 2) были подробно описаны в [25], даже если бы были реализованы некоторые обновления, в основном в секции вентилятора, позволяющие достичь гораздо более высокого числа Маха на выходе. В аэродинамической трубе установлен семилопастный каскад, типичный для турбин высокого давления первой ступени: каскад характеризуется отношением шага к хорде s/C 0,637 и удлинением H/C 1,24 (табл. 1) .). Профиль цилиндрического профиля (рис. 2) повторяет ступицу профиля первого промышленного несущего винта. Точно так же соединение лопатки со ступицей выполнено с помощью трехмерного галтели, повторяющего реальную конструкцию двигателя.



Рисунок 1. Аэродинамическая труба.

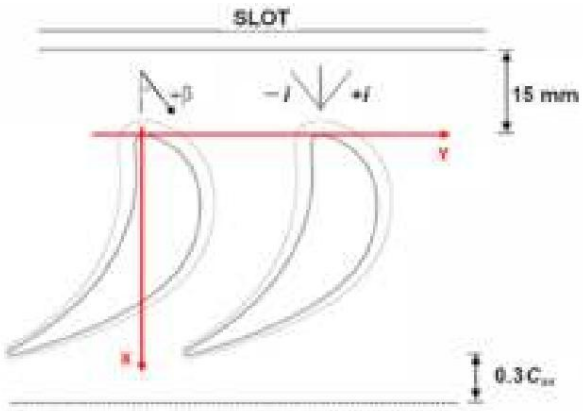


Рисунок 2. Каскад лопаток ротора.

Таблица 1. Геометрия каскада и номинальные условия эксплуатации.

Каскадная геометрия	Условия эксплуатации
s/C = 0,637 H/	Ma2is = 0,55
C = 1,24 β1 =	Tu1 = 7,5%
30,87	Re2is = 1,51 × 106

Machine Translated by Google

β -

Испытания проводились при фиксированном числе Маха на входе Ma1 = 0,24, что примерно соответствует изэнтропическому числу Маха на выходе Ma2is = 0,55, при изменении угла падения потока на входе от падения до 20 с регулярным шагом 10 . Чтобы получить эти 0 дискретных изменений падения (20 , 10 , 0) была перепроектирована входная часть аэродинамической трубы. На рис. 3 показано изображение установки с наименьшим протестированным падением (i = 20).



Рис. 3. Настройка для i = 20 .

Аэродинамическая труба работала в установившемся режиме, искусственно увеличивая интенсивность турбулентности набегающего потока. Этого удалось добиться за счет установки во входной части решетки из цилиндрических стержней. Затухание турбулентности было аналогично показанному в [25], обеспечивая Tu1 = 7,5% в плоскости передней кромки, что подтверждено двухкомпонентным лазерным доплеровским велосиметром.

Состояние потока на входе контролировалось на расстоянии 1,0 Cax выше по потоку от плоскости передней кромки с помощью аэродинамического зонда с 3 отверстиями, а условия на выходе контролировались с помощью набора из 31 штуцера измерения давления, распределенных по четырем каналам в тангенциальном направлении на расстоянии 0,5 Cax от задней кромки. краевая плоскость. Профиль скорости входного потока и содержание турбулентности измерялись с помощью уплощенного зонда Пито (δMa = ±0,01) и однопроволочного термоанемометрического зонда. На рисунке 4 показан результирующий профиль входного пограничного слоя, из которого были рассчитаны интегральные параметры, такие как толщина пограничного слоя δ, толщина смещения δ* и коэффициент формы H12, определяемый как отношение между δ* и толщиной импульса θ. Также сообщается интенсивность турбулентности и интегральный масштаб длины Λ x , последний рассчитывается численно путем интегрирования автокорреляционной функции полученного сигнала с горячей проволокой. тт

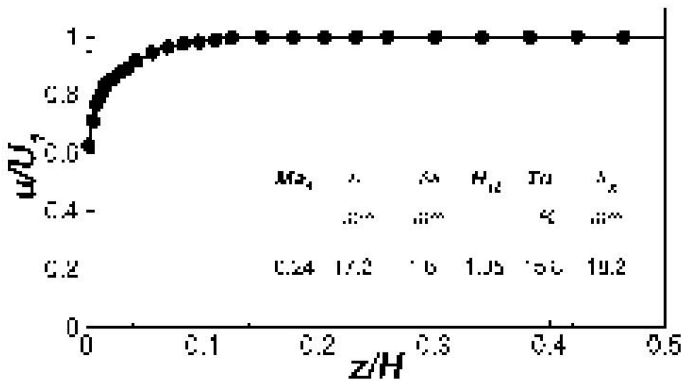


Рис. 4. Входной пограничный слой (X/Cax = 1).

Охлаждение платформы ротора осуществляется щелью, имитирующей зазор между статором и ротором (рис. 5). Ширина щели составляет 0,042 C, она расположена на 0,158 Cax выше ведущего

Machine Translated by Google

краевая плоскость (см. рисунок 2), охватывающая три с половиной лопастных прохода. Чтобы придать продувочному потоку ff правильный угол впрыска, внутри паза было установлено 8 ребер. Такая же схема охлаждения ранее была опробована авторами в другом каскаде рабочих лопаток при меньших Ma2is - 0,3 и Tu1 - 0,6% [26]. Угол наклона плавника должен быть выбран так, чтобы максимально точно имитировать совместное влияние вращения и условий впрыска. Как правило, удвоение MFR примерно приводит к удвоению угла тангенциального впрыска при фиксированной скорости вращения. Рассмотренное здесь номинальное значение 10 (см. рисунок 5 справа) примерно соответствует расчетному рабочему состоянию двигателя с MFR 1,0%.

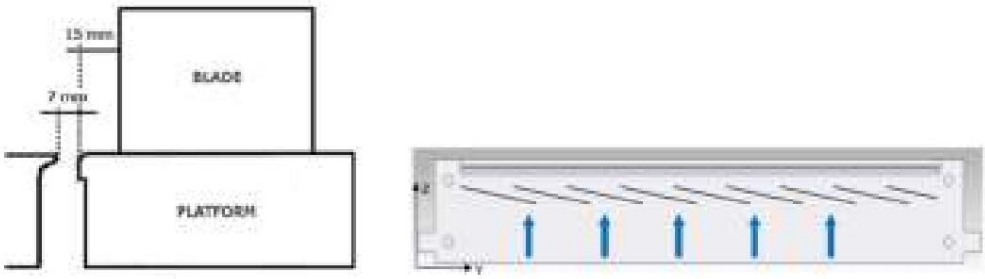


Рисунок 5. Схема охлаждения платформы.

Условия испытаний включали изменение MFR до 2,0% и нагнетание воздуха комнатной температуры в качестве охлаждающей жидкости. Исследуемый диапазон MFR достаточно велик, чтобы охватить любые возможные режимы работы двигателя. Для контроля условий впрыска контролировались массовый расход охлаждающей жидкости (диафрагменное устройство -δmc < ±2,1%), общее давление охлаждающей жидкости (δpc = ±10 Па) и температура (δTc = ±0,5 C) внутри камеры. Для всех оценок неопределенности всегда учитывался доверительный интервал 95% .

3. Методика измерения

Каждая установка в аэродинамической трубе сначала тестировалась для оценки фактического угла входного потока и, следовательно, угла наклона каскада. При этом продувочный поток, выходящий из щели, характеризовался и в расчетном каскадном состоянии, когда MFR = 1%. Это необходимо для проверки угла его впрыска и равномерного распределения между соседними проходами. Входной поток в межлопастную плоскость среднего размаха и поток на выходе из щели характеризовались двухкомпонентным лазерным доплеровским измерителем скорости (ЛДВ). Система LDV основана на Ar+-лазере мощностью 300 мВт, в котором в качестве затравочных частиц используется дым опилок. В каждом месте было зарегистрировано двадцать тысяч импульсных сигналов , что обеспечило статистически точные средние значения: неопределенности ±0,14% и ±1,0% для среднего и среднеквадратического значений соответственно были получены для уровня интенсивности турбулентности 10% и уровня достоверности 95%.

Совместное влияние падения основного потока и охлаждения платформы на аэродинамику каскадного течения оценивалось путем перемещения миниатюрного аэродинамического датчика давления с 5 отверстиями на расстоянии 30% осевой хорды ниже по течению от плоскости задней кромки. Зонд был разработан внутри компании. Головка зонда изготовлена методом спекания: она имеет коническую головку диаметром 2 мм, выдвинутую на 50 мм от стержня. Он был откалиброван собственными силами на переменные углы рыскания и тангажа в диапазоне ±25 с изменением числа Маха в интервале 0,05–0,7. Траверсы простираются на два шага, охватывая половину размаха лопасти. Распределения коэффициента потерь кинетической энергии (δζ = ±0,3%), угла отклонения β βms (δβ = ±1) и продольной завихренности Ωs были получены из локальных данных. Последняя нормировалась с использованием скорости входного потока и истинной хорды.

4. Результаты

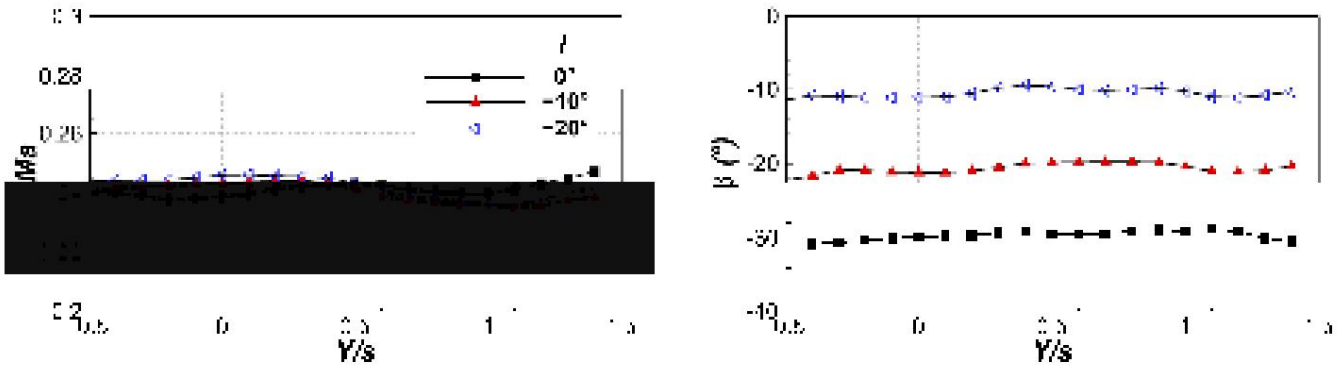
Результаты экспериментов выявили аэродинамическое поведение рассматриваемой схемы охлаждения платформы несущего винта при изменении MFR в диапазоне от 0,5% до 2,0% и изменении угла наклона входного потока от номинального до 20 . Для справки сначала описываются характеристики входного потока и выходного потока из щели, чтобы оценить фактическую частоту возникновения

Machine Translated by Google

каскад. Затем обсуждается влияние падения на вторичные потери потока, принимая во внимание неохлаждаемый корпус в качестве ссылки.

4.1. Характеристика входного потока каскада

На рис . 6 показаны распределения числа Маха и угла потока, измеренные при X/Cax = -0,5 в тангенциальном направлении для трех проверенных значений падения. Этот расположение выше по потоку было выбрано, поскольку оно находится достаточно далеко от передней кромки лопасти, чтобы можно было не подвержен эффекту стагнации. Угол входного потока β определяется относительно аксиальное направление: согласно определению [27] отрицательное падение соответствует к углу входного потока, большему или менее отрицательному, чем в расчетном случае. Шаг-мудрый поток Дистрибутивы показывают хорошую стабильность. При этом усредненное входное число Маха Ma1 составило всегда близко к 0,24, с максимальным отклонением порядка ±1,5% на протяжении двух шагов, демонстрируя хорошую согласованность между тремя протестированными случаями заболеваемости. Распределения по тангажу были усреднены для получения фактических углов падения, представленных в таблице 2. Поток угол, измеренный при теоретическом случае падения 0 , считается эталонным. Немного отрицательное падение, измеренное в теоретическом случае 0 , вероятно, связано с турбулентностью генератор, вызывающий отклонение потока перед каскадом, аналогично [21,28].



(а) (б)

Рисунок 6. Приближение к характеристике потока (X/C = 0,5): (a) Ma1 ; (б) β.

Таблица 2. Угол падения входного отверстия для различных условий испытаний.

я Теоретический ( )	β ( )	я Фактический ( )
	29,8	1,1
0–10–	20,8	10,1
20	10,6	20,3

4.2. Характеристика продувочного потока

Для проверки качества выброса продувочного потока из щели измеряют скорость потока теплоносителя. измерялось системой LDV в средней части выхода щели. Испытания проводились для отношение массового расхода охлаждающей жидкости к основному потоку MFR = 1,0% при расчетном угле наклона. Рисунок 7 показывает, что продувочный поток, выходящий из щели, достаточно периодический по шагу. направление. Изменение тангажа по тангажу в трех компонентах скорости всегда было ниже ±5,5%. Эффект торможения перед лопастями проявляется при Y/s = 0 и 1. Среднее значение угол продувочного потока в плоскости (Y,Z) составлял 12 , рассчитанный путем усреднения измеренной скорости компоненты в продольном направлении.

Machine Translated by Google

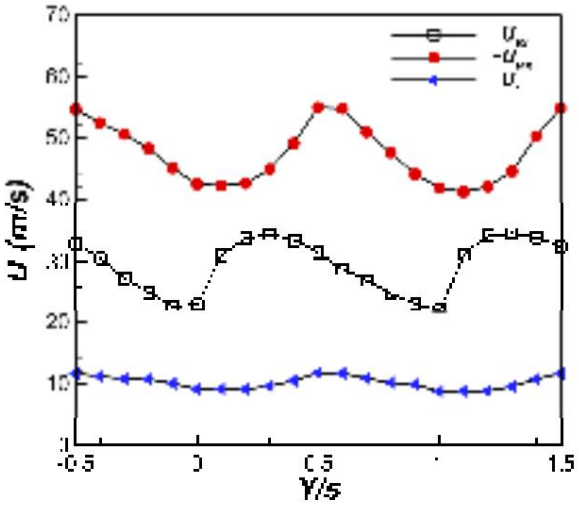
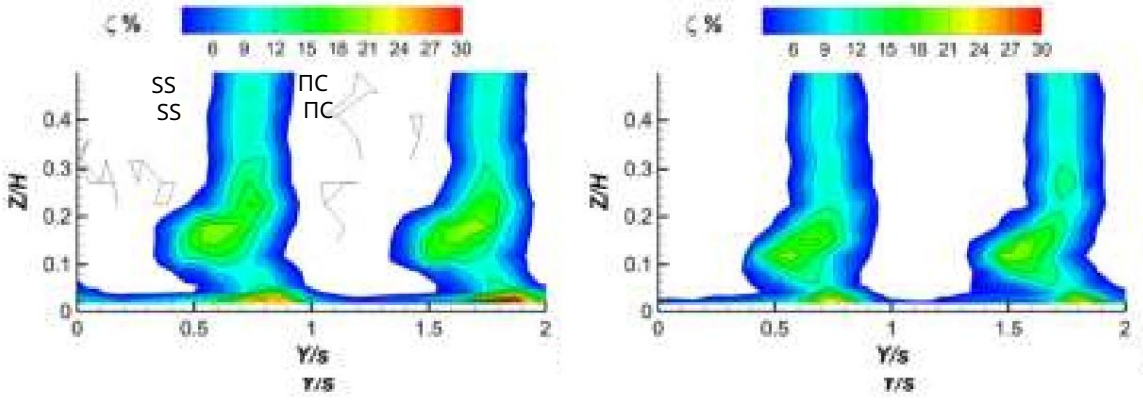


Рисунок 7. Характеристики продувочного потока на выходе из щели (i = 0).

4.3. Поведение локального потока — неохлаждаемый каскад

На рисунках 8 и 9 показаны распределения коэффициента потерь кинетической энергии (ζ) и нормированной завихренности (Ω) с наложением векторов вторичной скорости, измеренных за плоскостью задней кромки для конструкции (i = 0), и минимального испытанного угла падения 20 со сплошной площадкой (т.е. без прорези). Случай падения 10 не приводится , поскольку он близок к расчетному случаю. Эти данные рассматриваются как справочные для последующего исследования охлаждаемой платформы.

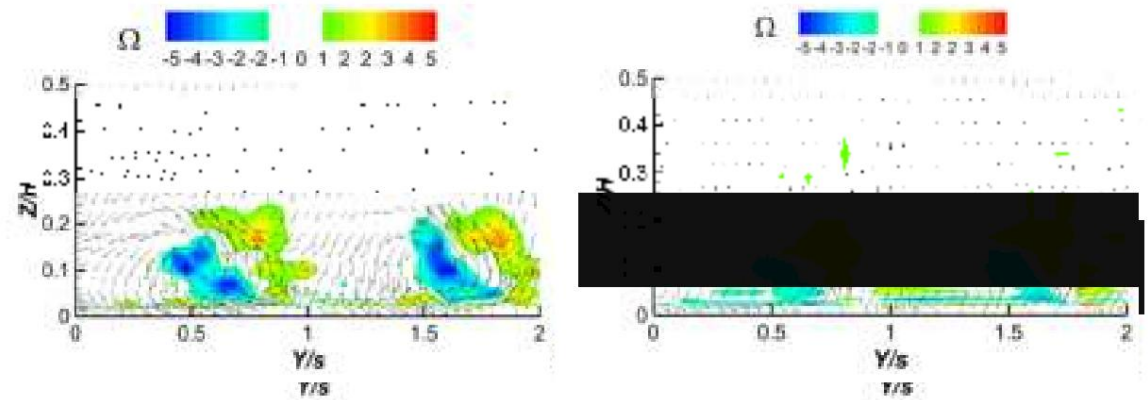


(а) (б)

ффи

ффи

Рис. 8. Распределение коэффициента кинетических потерь энергии — неохлаждаемый случай: (а) 0 ; (б) падение 20 .



(а) (б)

Рис. 9. Векторы завихренности и вторичных скоростей — неохлаждаемый случай: (а) 0 ; (б) падение 20 .

Δ ζ ζ
Δ ζ ζ

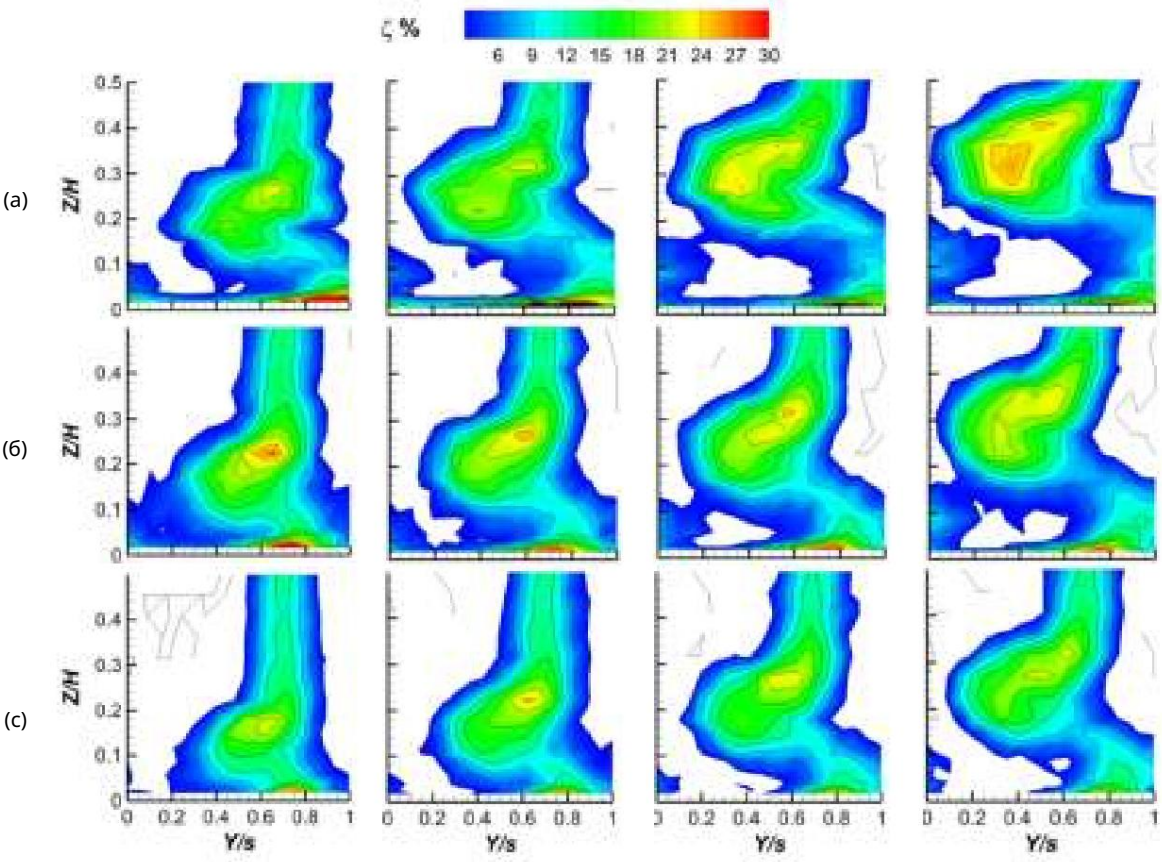
Machine Translated by Google

Сообщается, что два прохода позволяют оценить периодичность потока при обоих протестированных значениях заболеваемости. Действительно существует максимальное изменение шага к шагу порядка ζ/ ζ = ±4%. При проектном падении поток после каскада характеризуется четко выраженной вихревой структурой прохождения, которую можно легко определить как по концентрации потерь на всасывающей стороне следа между Z = 0,1 H и 0,2 H (рис. 8a), так и по концентрации потерь на стороне всасывания следа. область отрицательной завихренности на рисунке 9a. Вихревая структура, вращающаяся против часовой стрелки, с соответствующей положительной завихренностью, связанной с вихрем с отставанием, также может быть идентифицирована на рисунках 8a и 9a. Также можно увидеть признак наличия углового вихря, соответствующего второй области высоких потерь вблизи стенки. Значительное поперечное течение, связанное с проходным вихрем, также может быть обнаружено вблизи стенки.

Как и ожидалось, по данным литературы (см., например, [19]), уменьшение частоты отрицательных значений приводит к уменьшению вторичных потоков. Пики потерь, связанные с проходным вихрем, сохраняют ту же интенсивность, но движутся к стене, в то время как интенсивность углового вихря снижается (рис. 8b). Завихренность также ослабевает вместе с поперечным течением на торцевой стенке (рис. 9б).

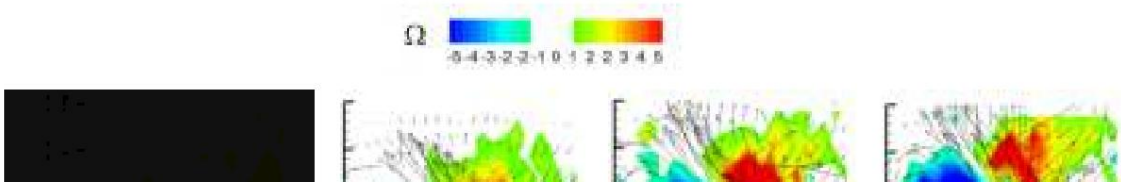
4.4. Поведение локального потока — охлаждаемый каскад

На рис. 10 показано влияние изменения падения (от 0 до 20) при фиксированных режимах работы каскада (Ma1 = 0,24 и Tu1 = 7,5 %) для испытуемого теплоносителя на значения массового расхода основного потока MFR (от 0,5 % до 2,0%). Показан только один шаг благодаря хорошей периодичности потока. На рисунке 11 показаны соответствующие распределения завихренности с наложенными вторичными векторами скорости. Для безопасного пространства приводятся только данные завихренности, относящиеся к расчету (0) и падению 20 , поскольку они позволяют обсуждать общую тенденцию даже для случая 10 .



МФР = 0,5% МФР = 1,0% МВР = 1,5% МФР = 2,0%

Рис. 10. Распределения коэффициентов кинетических потерь энергии при переменной MFR: (a) 0 ; (б) 10 ; (в) падение 20 .



Machine Translated by Google

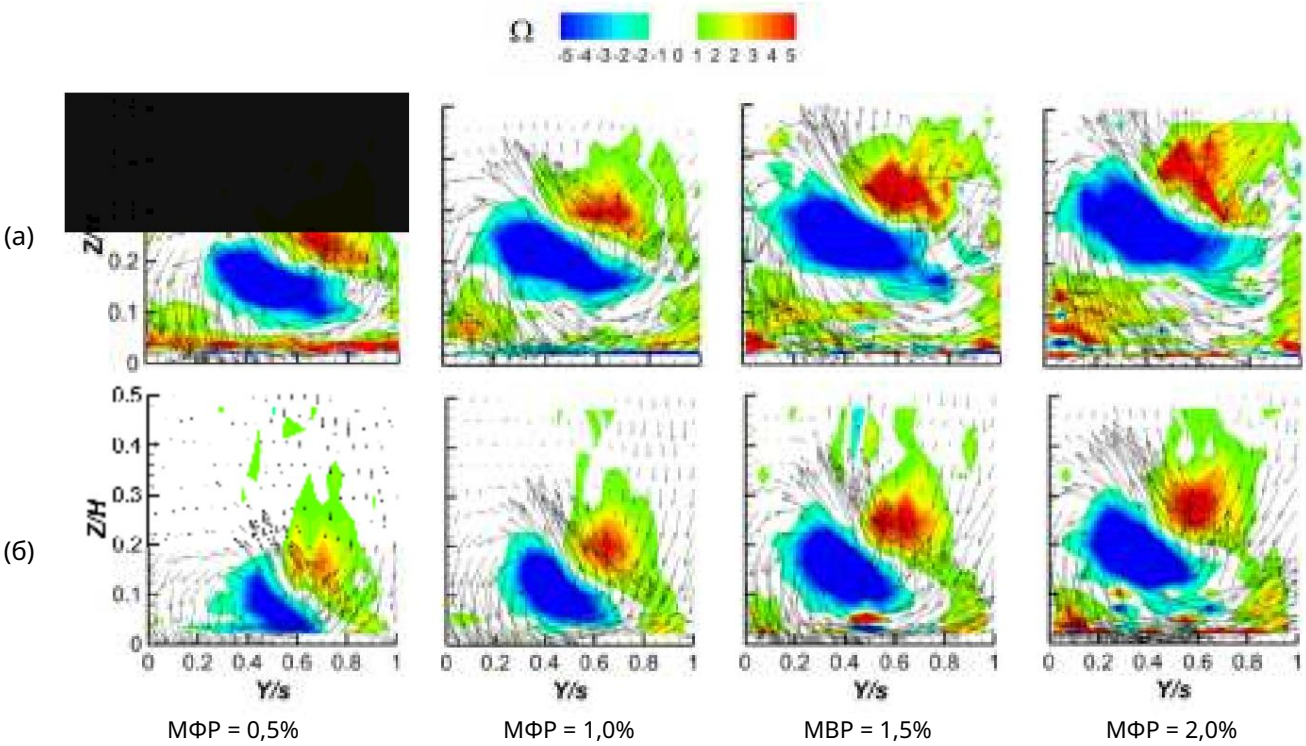


Рис. 11. Распределения Ом для переменной MFR: (а) 0 ; (б) падение 20 .

Как и ожидалось [12,18,26], при проектном угле наклона (рис. 10a) впрыск теплоносителя всегда увеличивает потери кинетической энергии; чем больше впрыскиваемый массовый расход, тем больше он увеличивается. Впрыск охлаждающей жидкости с отрицательной тангенциальной составляющей скорости (т.е. в том же направлении, что и поперечное течение на торцевой стенке, связанное с проходным вихрем) усиливает проходной вихрь, который поднимается от стенки, в результате чего на выходе из каскада образуется очень трехмерная структура потока. Такое поведение согласуется с распределениями завихренности, показанными на рисунке 11a для тех же условий испытаний. В плоскости измерения преобладает проходящее вихревое движение, обеспечивающее последующий статор сильно перекошенным приближающимся потоком. Ядро отрицательной завихренности , соответствующее заднему зеваному вихрю, немного расширяется, увеличивая нагнетание, и перемещается к середине пролета вслед за смещением проходного вихря.

Уменьшение угла падения до -10 и -20 приводит к аналогичному поведению при впрыскивании продувочного потока при повышении MFR (рис. 10b,c и 11b). Но даже если тенденция аналогична для двух протестированных отрицательных значений заболеваемости, влияние на поведение потерь различно. Благодаря положительному эффекту отрицательного падения, ядро потерь, связанных с проходным вихрем, перемещается обратно к стене и уменьшается по интенсивности и размеру, уменьшая i, как также показано на картах контуров завихренности на рисунке 11b. Например, при MFR 2,0% пик потерь снижается примерно с 25% при 0 до 23% при -10 и до примерно 15% при -20 . Более того, при тех же MFR 2,0% и i 20 , 2D след устанавливается в середине пролета, даже если он имеет ограниченную радиальную протяженность. Более того, след углового вихря движется по касательной, когда угол наклона уменьшается от 0 до 10 вследствие уменьшения поперечного потока на торцевой стенке. Дальнейшее снижение заболеваемости, по-видимому, окажет незначительное влияние на угловой вихрь.

4.5. Усредненные потери и угол отклонения

Для расчета усредненных по размаху распределений коэффициента потерь кинетической энергии и угла отклонения локальные данные, взятые из рисунков 10 и 11 (рисунки 8 и 9 для твердотельного случая), были усреднены по массе по шагу. Результаты показаны на рисунках 12 и 13.

Также приводятся справочные данные, относящиеся к неохлаждаемому случаю (без зазора – сплошная торцевая стенка) (пунктирные линии). При падении 0° повышение MFR приводило к увеличению пика потерь вихревого прохождения с 6% при MFR = 0,5% до 8,5% при MFR = 2,0% и к его миграции к середине пролета. Значения как подворачивания, так и опрокидывания увеличиваются до

Machine Translated by Google

/+6 , с изменением угла на всем исследуемом полупролете. При падении -10 наблюдается аналогичное поведение, хотя и с некоторыми отличиями: при низких скоростях закачки увеличение угла отклонения уменьшается по сравнению с расчетным случаем. Увеличение потерь аналогично случаю 0 , но пик потерь, связанный с проходным вихрем , находится ближе к стенке. При высоких скоростях нагнетания наблюдается аналогичный опрокидывание и опускание, но его удлинение по размаху уменьшается. Нечто подобное происходит и при падении 20 , с дальнейшим снижением потерь (пик потерь при MFR = 2,0% сейчас составляет около 7,5% против 8,5% в случае 0) и смещением в сторону торцевой стенки, что также характеризует опрокидывание. и под

Наконец, на рисунках 12d и 13d сравниваются изменения среднего угла отклонения по шагу и коэффициента потерь вдоль пролета при фиксированном MFR = 1,0% и переменном угле наклона. Эти изображения ясно показывают, что нагнетание продувочного потока под углом 0 приводит к значительному увеличению аэродинамических потерь и огромному изменению распределения среднего угла потока в направлении по размаху на выходе каскада, что может быть вредно для следующего статора. . Уменьшение угла падения кажется выгодным, поскольку оно уменьшает потери и помогает ограничить изменение угла отклонения областью торцевой стенки.

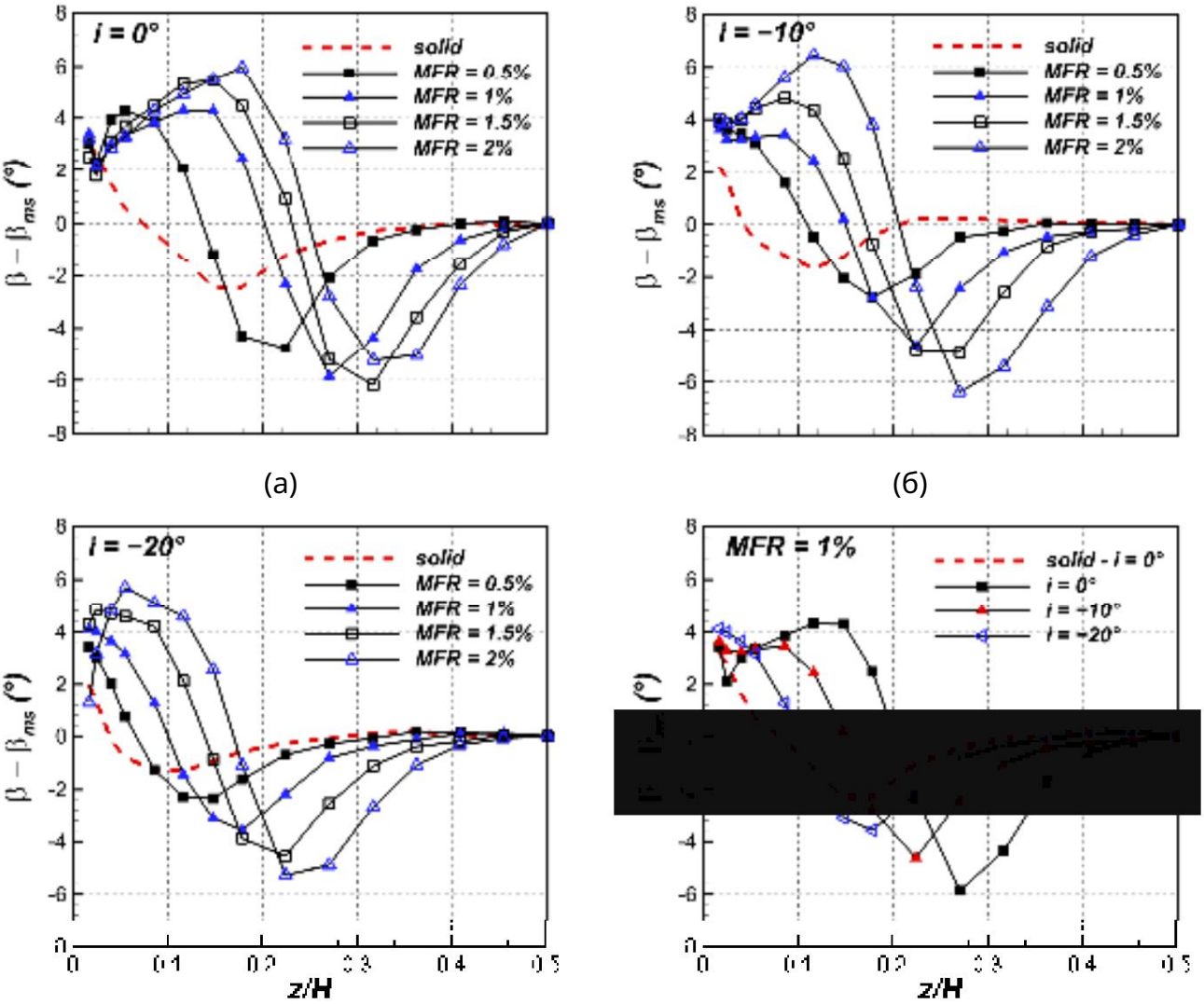
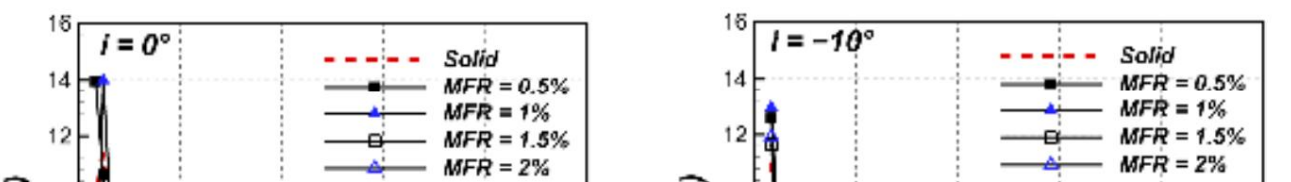


Рисунок 12. β ββ β_{PC} для переменной MFR: (a) 0 ; (б) 10 ; (в) 20 ; (d) при фиксированном MFR = 1,0% и переменной i.



Machine Translated by Google

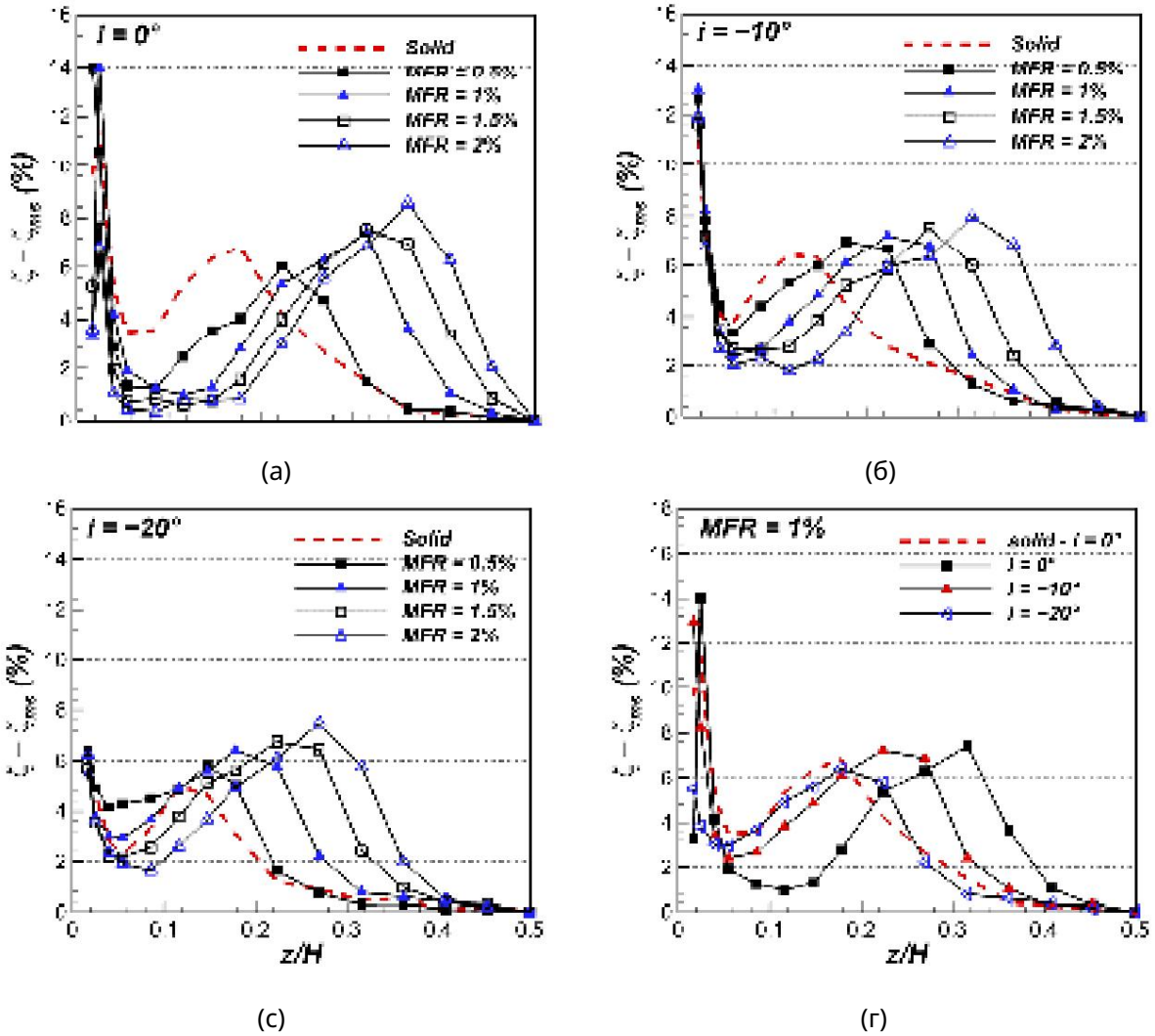


Рис. 13. ζ для переменной MFR: (a) 0 ; (б) 10 ; (в) 20 ; (d) при фиксированном MFR = 1,0% и переменной i.

4.6. Общая потеря

Чтобы обеспечить более количественное сравнение между протестированными условиями эксплуатации , общие усредненные по массе коэффициенты потерь энергии были рассчитаны на основе данных поля по
Так называемый коэффициент первичных потерь рассчитывался следующим образом:

$$= \frac{= 2 \quad = 2}{\text{ты}_{2is} \quad 2\zeta \overline{U} 2} \qquad (1)$$
$$\overline{U}_{2is,мс}$$

Такое определение было принято потому, что расчетные значения практически совпадают с формулировкой термодинамических потерь, в которую входят и внутренние потери теплоносителя. Максимальная разница в 0,44% наблюдалась при MFR = 2,0%. На рисунке 14 показан общий усредненный по массе коэффициент потерь кинетической энергии для переменной MFR при постоянном угле падения. Общий коэффициент потерь постоянно увеличивается, повышая MFR, аналогично [12]. Изменение падения в сторону отрицательных значений не меняет этого общего поведения, но снижает уровень потерь, особенно при -20 . Влияние падения -10 ограничено, что снижает общий коэффициент потерь = примерно на -0,5% независимо от MFR. Снижение потерь при 20 гораздо выше и непостоянно, достигая 1,6% при MFR = 2,0%.

ффи

ффи

Machine Translated by Google

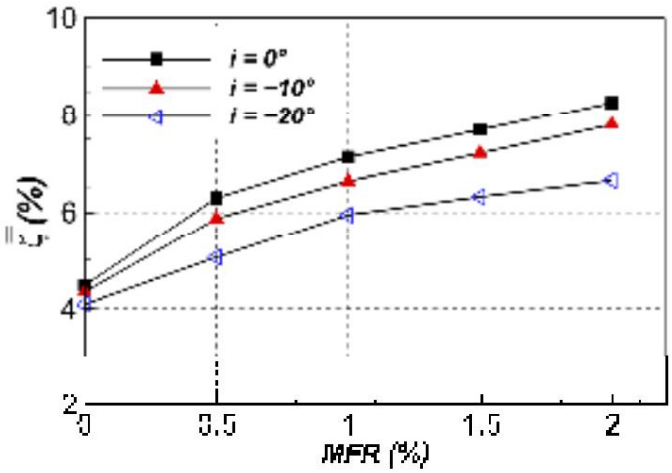


Рисунок 14. Общий ζ для переменных MFR и i. ζ

5. Выводы

Аэродинамические измерения были проведены в каскаде роторов в реальных условиях двигателя (Tu1 = 7,5%, Ma2is = 0,55) для оценки эффективности схемы охлаждения платформы, имитирующей межфазный зазор между статором и ротором при различных значениях MFR от 0,5% до 2,0. % с углами падения основного потока 0 ， и 10 20 . Целью было оценить аэродинамические характеристики этого охлаждаемого каскада лопаток путем моделирования некоторых эффектов условий эксплуатации с низкой нагрузкой. Ключевые моменты настоящего исследования

заключаются в следующем: • Как и ожидалось, отрицательное падение снижает образование и развитие вторичных потоков в каскаде, уменьшает поперечный поток

в торцевой стенке и общие потери; • В исследуемом диапазоне MTP увеличение расхода теплоносителя отрицательно сказывается на работе каскада; чем больше впрыскиваемый массовый расход, тем выше потери. Это независимо от частоты каскада. В худшем случае, т.е. при проектном уровне, удвоение MFR с 1% до 2% привело к увеличению

потерь на ζ = +1,1%; • Комбинация отрицательного падения и впрыска теплоносителя лишь незначительно снижает потери производства при умеренном падении -10 (ζ =

-0,5% в среднем); • Более сильное уменьшение i до 20 приводит к значительному снижению общих потерь, особенно существенному при высоких MFR. При MFR = 2,0% снижение потерь становится ζ = 1,6%; Δ ζ

• При наличии умеренного отрицательного падения высокие значения MFR могут быть не только ответственными за образование огромных потерь, но также и за ухудшение качества потока при приближении к следующему статору из-за огромных изменений в распределении β βms по размаху. . Δ ζ

Вклад авторов: концептуализация, GB и HA; методология, GB, HA и NF; расследование , ГА; курирование данных, ГБ; письменная – подготовка оригинального проекта, ГБ и НФ; написание — рецензирование и редактирование, GB и NF; визуализация, ХА; руководство, Г.Б. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу у соответствующего автора. β β

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Рэй, А.; Де, С. Производство возобновляемой электроэнергии – влияние на выбросы парниковых газов. В Энциклопедии возобновляемых и устойчивых материалов; Хашми С., Чоудхури И.А., ред.; Elsevier: Амстердам, Нидерланды, 2020 г.; стр. 728–735.
2. Статистический обзор мировой энергетики BP за 2022 год, 71-е издание. Доступно онлайн: https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-Economics/statistical-review/bp-stats-review-2022-full-report. .pdf (по состоянию на 1 февраля 2023 г.).
3. Оуэн, Дж. М. Газотурбинные диски с воздушным охлаждением: обзор последних исследований. Межд. J. Heat Fluid Flow 1988, 9, 354. [CrossRef] 4. Боззи, Л.; Д'Анджело, Э.; Факкини, Б.; Мичио, М.; Да Соге, Р. Экспериментальное исследование потерь утечки и теплопередачи в нетрадиционном лабиринтном уплотнении. В материалах ASME Turbo Expo 2011: Техническая конференция и выставка турбин, Ванкувер, Британская Колумбия, Канада, 6–10 июня 2011 г.; Бумага № GT2011-46362.
5. Шиманьский А.; Врублевский, В.; Бочон, К.; Майкут, М.; Строзик, М.; Маруги, К. Экспериментальная проверка оптимизированных прямоточных лабиринтных уплотнений с различными конструкциями опор. Межд. J. Тепломассообмен. 2020, 158, 119930. [CrossRef]
6. Наяк К.С. Влияние вращения на утечку и нагрев воздуховодов в лабиринтных уплотнениях с сотовыми площадками. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2020, 142, 4047180. [CrossRef]
7. Фрачек Д.; Бочон, К.; Вроблевски, В. Влияние сотовой геометрии площадки на характеристики уплотнения. В материалах ASME Turbo Expo 2016: Техническая конференция и выставка турбомашин, Сеул, Республика Корея, 13–17 июня 2016 г.; Бумага № GT2016-57569.
8. Баригоцци, Г.; Абде, Х.; Руина, С.; Франчина, Н. Аэротермические характеристики продувочного потока и пленочного охлаждения дискретных отверстий платформы лопаток ротора в современных газовых турбинах высокого давления: обзор. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Мощность 2022, 7, 22. [Перекрестная ссылка]
9. Регина, К.; Калфас А.И. Экспериментальное исследование влияния продувочного потока на ступень турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2015, 135, 041006. [CrossRef]
10. Нарзары, Д.П.; Лю, КЦ; Раллабанди, АР; Хан, Дж. К. Влияние плотности охлаждающей жидкости на пленочное охлаждение лопаток турбины под давлением чувствительная техника рисования. Я. Турбомах. 2012, 134, 031006. [CrossRef]
11. Шуепбах, Р.С.; Абхари, МГ; Роуз, Т.; Жермен, И.; Рааб, Дж. Г. Влияние продувочного потока всасывания и впрыска на структуры вторичного потока высокопроизводительной турбины. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2008: Энергия для суши, моря и воздуха, Берлин, Германия, 9–13 июня 2008 г.; Бумага № GT2008-50471.
12. Попович И.; Ходсон, Х.П. Аэротермическое воздействие взаимодействия между утечками из ступицы и основными потоками в высоконагруженных лопатки турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2013, 135, 061014. [CrossRef]
13. Сурьянараян А.; Мхетрас, СП; Шобейри, Монтана; Хан, Дж. К. Эффективность пленочного охлаждения на вращающейся турбинной платформе с использованием Техника нанесения краски, чувствительной к давлению. Я. Турбомах. 2010, 132, 041001. [CrossRef]
14. Шлиенгер Дж.; Пфау, А.; Калфас, А.И.; Абхари Р.С. Влияние изменений лабиринтного уплотнения на поток многоступенчатой осевой турбины. В материалах ASME Turbo Expo 2003, Атланта, Джорджия, США, 16–19 июня 2003 г.; Бумага № GT2003-38270.
15. Линч, СП; Тоул, К.А. Теплопередача и пленочное охлаждение на профильной торцевой стенке лопатки с утечкой в зазоре платформы. Я. Турбомах. 2017, 139, 051002. [CrossRef]
16. Баригоцци, Г.; Франкини, Дж.; Пердичицци, А.; Маритано, М.; Абрам, Р. Влияние геометрии продувочного потока и межфазного зазора на Аэротепловое исполнение лопаточного каскада несущего винта. Межд. J. Поток теплоносителя 2013, 44, 563–575. [Перекрестная ссылка]
17. МакИсаак, Джорджия; Шоландер, SA; Прайснер, Ти Джей; Гровер, Э.А.; Юрек, Р. Влияние упрощенного перекрытия платформ и геометрии полости на поток в торцевой стенке: измерения и расчеты в каскаде тихоходных линейных турбин. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2013: Энергия для суши, моря и воздуха, Сан-Антонио, Техас, США, 3–7 июня 2013 г.; Бумага № GT2013-95670.
18. Попович И.; Ходсон, Х.П. Влияние параметрического изменения геометрии уплотнения обода на взаимодействие между утечками из ступицы и основными потоками в турбинах ВД. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2012: Энергия для суши, моря и воздуха, Копенгаген, Дания, 11–15 июня 2012 г.; Бумага № GT2012-68025.
19. Чжан З.; Чжан, Ю.; Донг, Х.; Цюй, Х.; Лу, Х.; Чжан, Ю. Механизм потока между продувочным потоком и основным потоком в различных Конфигурации уплотнений обода турбины. Подбородок. Дж. Аэронавт. 2020, 33, 2162. [CrossRef]
20. Пердичицци А. Влияние числа Маха на развитие вторичного потока после турбинного каскада. В материалах ASME 1989 Международный конгресс и выставка газовых турбин и авиационных двигателей, Торонто, Онтарио, Канада, 4–8 июня 1989 г.
21. Абде, Х.; Баригоцци, Г.; Пердичицци, А.; Хенце, М.; Крюкельс, Дж. Влияние инцидента на аэротермические характеристики пленки Охлаждаемый сопловой лопастной каскад. Я. Турбомах. 2019, 141, 4041923. [CrossRef]
22. Чен, А.Ф.; Шиау, СС; Хан, Дж. К. Пленочное охлаждение платформы лопаток турбины с имитацией вихревого продувочного потока и условий утечки по косой поверхности. Я. Турбомах. 2017, 139, 031012. [CrossRef]
23. Шрайнер, Б.Д.; Уилсон, М.; Ли, Ю.С.; Санган, К.М. Влияние продувки на вторичное поле потока лопаток газовой турбины. Я. Турбомах. 2020, 142, 4047185. [CrossRef]
24. Абде, Х.; Баригоцци, Г.; Франчина, Н. Оценка каскада роторов в непроектном состоянии: аэродинамическое исследование охлаждения платформы. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, документ N. ETC2023-131, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository . (по состоянию на 4 июня 2023 г.).

Machine Translated by Google

25. Баригоцци, Г.; Пердичицци, А.; Пестелли, Л.; Абрам Р. Комбинированное экспериментальное и численное исследование аэротермических характеристик каскада лопаток несущего винта с платформенным охлаждением. В материалах ASME Turbo Expo 2019: Техническая конференция и выставка турбомашиностроения, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.; Статья № GT2019-91601.
26. Баригоцци, Г.; Франкини, Дж.; Пердичицци, А.; Маритано, М.; Абрам Р. Влияние угла впрыска продувочного потока на аэротермические характеристики каскада лопаток несущего винта. Я. Турбомах. 2014, 136, 041012. [CrossRef]
27. Крейг, HRM; Кокс, HJA Оценка производительности турбин с осевым потоком. Учеб. Инст. Мех. англ. 1971, 187, 32–71. [Перекрестная ссылка]
28. Чавес, К.Ф.; Паккард, Греция; Славенс, Теннесси; Богард, Д.Г. Экспериментально определенный коэффициент внешней теплопередачи новой конструкции профиля турбины при различных углах падения. В материалах 16-го Международного симпозиума по транспортным явлениям и динамике вращающегося оборудования ISROMAC 2016, Гонолулу, Гавайи, США, 10–15 апреля 2016 г.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Оценка производительности в полностью продуваемом аппарате высокого давления Ступень турбины с использованием измерений концентрации затравочного газа †

Филиппо Мерли, Николас Крайнц, Асим Хафизович и Эмиль Геттлих *

Институт тепловых турбомашин и динамики машин, Технологический университет Граца, Инффельдгассе 25A, 8010 Грац, Австрия * Адрес для переписки:
emil.goettlich@tugraz.at

† Эта рукопись представляет собой расширенную версию документа заседания ETC2023-268, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Оценка эффективности ступени турбины высокого давления (ТВД) осложняется наличием восходящих и нисходящих продувочных потоков. Фактически, расчет эффективности часто основан на усредненных по массовому расходу значениях общей температуры на входе и выходе ступени. Более того, распределение продувочного потока в затрубном пространстве обычно неизвестно и поэтому считается равномерным. В данной статье представлен и применен альтернативный метод расчета эффективности ступени ТВД с полной продувкой. Такое определение основано на измерениях концентрации затравочного газа в выходной плоскости ступени ТВД для определения распределения продувочного потока на выходе. После сравнения альтернативного метода со стандартным определением (основанным на предположении о равномерной продувке) для случая номинальной продувки исследуется разница в эффективности между случаем с номинальной продувкой и случаем без продув

Ключевые слова: высокое давление; турбина; полость; удалять; уплотнитель обода; производительность; эффективность; эффективность концентрации ; семенной газ

check for updates

Цитирование: Мерли, Ф.; Крайнц, Н.; Хафизович А.; Геттлих, Э. Оценка производительности полностью продутой ступени турбины высокого давления с использованием измерений концентрации затравочного газа. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 22. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030022

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 12 июня 2023 г.
Пересмотрено: 16 июня 2023 г.
Принято: 10 июля 2023 г.
Опубликовано: 17 июля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

КПД является одним из важнейших параметров, характеризующих работу ступени турбины, поскольку он напрямую зависит от количества извлекаемой из потока мощности . Когда исследование производительности касается ступеней турбины высокого давления (ТВД), систематический впрыск охлаждающих потоков (как с поверхностей профиля, так и из полостей статора-ротора) усложняет определение эффективности ступени, создавая неоднозначность в расчетах фактической и идеальной мощности. . В открытой литературе доступны многочисленные формулировки эффективности . Хартсель [1] предложил первую адаптацию определения эффективности лопаточного ряда для учета наличия охлаждающих потоков. Янг и Хорлок [2] развивали определение Хартселя, предлагая новые версии идеальной мощности, которые лучше отражают максимально достижимую производительность. Берданье [3] использовал формулировку, которая учитывает распределение охлаждающего потока на выходе из турбины благодаря данным об эффе

Независимо от того, какое определение принято, исследования эффективности использования полостей статора-ротора в основном сосредоточены на эффекте продувки ступицы (ротора) на входе на ступени 1–1,5 НРТ. Онг и др. [4] и Дженни и др. [5] описали усиление вихря, проходящего через ротор ступицы, с увеличением продувочного массового расхода в сочетании с радиальной миграцией этой особенности к середине пролета. Такое явление обычно связано с падением эффективности; Регина и др. [6] определили его количественно как -0,8% от общего КПД изоэнтропической ступени на процент массового потока впрыскиваемой полости. Кроме того, Дальквист и Фрид [7] предложили аналитическое выражение для генерации энтропии из-за продувки и смешивания основного потока. Доступно очень мало работ, включающих больше или разные полости, чем ступица выше по потоку; например, Златинов и др. [8] численно изучили эффект впрыска продувки верхнего бандажа и пришли к выводу, что он частично компенсирует связанные с этим потери за счет подавления потока утечки из наконечника. Кроме того, Мерли и др. [9] экспериментально исследовали потерю общего давления в промежуточных каналах турбины при изменении скорости впрыска на ступени ТВД с полной проду

Machine Translated by Google

тщательный обзор открытой литературы не выявил публикаций относительно эффективности стадии HPT с полной продувкой. Данная статья призвана восполнить этот пробел путем анализа современной стадии HPT; интегрирован в двухэтапную испытательную установку с двумя катушками. Кроме того, авторы хотели бы предоставить разработчикам двигателей соответствующие параметры производительности и полезную информацию о локальных эффектах охлаждения полости статора-ротора. В начале статьи описаны экспериментальная установка и методика измерений. Затем вводится определение эффективности, учитывающее распределение продувки после достижения затрубного пространства. После этого результат упомянутого определения исследуется и сравнивается со стандартной общей эффективностью. Наконец, оценивается несоответствие производительности между номинальным случаем продувки и случаем без продувки. Эта рукопись представляет собой расширенную версию документа совещания ETC2023-268, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 202

2. Экспериментальная установка

2.1. Трансзвуковой испытательный турбинный комплекс (TTTФ)

Все экспериментальные данные были получены на Трансзвуковой испытательной турбинной установке (TTTF) Института тепловых турбомашин и динамики машин (ITTM, Технологический университет Граца). Схема установки представлена на рисунке 1. Испытательный участок состоит из двух независимых роторных валов (ТВД и ТНД) и питается в основном от компрессорной станции (KC1) мощностью 3 МВт в разомкнутой схеме. Оба вала свисают для облегчения операций по техническому обслуживанию. Кроме того, вся рама LPT может перемещаться в осевом направлении, что обеспечивает гибкость конструкции турбины и упрощает доступ к роторам на этапах сборки и разборки. Вал ТВД приводит в движение трехступенчатый радиальный тормозной компрессор (BC), который обеспечивает дополнительный массовый поток на испытательный стенд до 22 кг/с и давления 4 бар, в то время как мощность, отбираемая на валу ТНД, рассеивается в 700 Водяной тормоз (WB), кВт . Всасывающий вентилятор (SB) мощностью 560 кВт на выходе LPT увеличивает достижимую общую степень сжатия и отделяет давление на выходе турбины от колебаний давления окружа

Более подробную информацию о TTTF можно найти у Neumayer et al. [11] и Хубинка и др. [12].

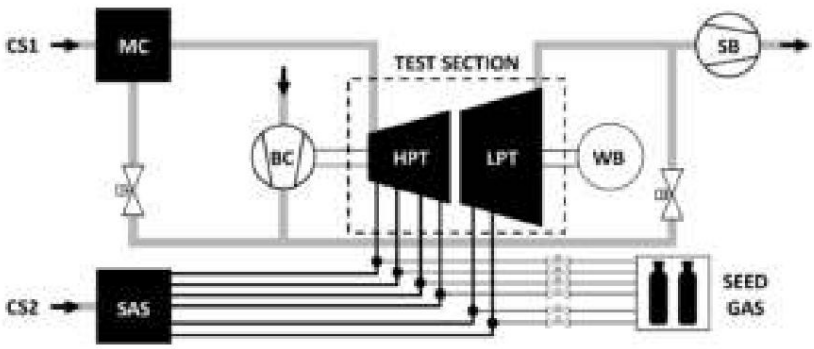


Рисунок 1. Схема TTTF.

Для достижения представительных условий двигателя с точки зрения продувочных потоков полости ротор-статор в 2015 году была введена система вторичного воздуха (SAS) (см. Штайнер и др. [13]). Питание САС осуществляется от электрокомпрессорной станции (KC2) мощностью 1,1 МВт. Вторичный воздух с расходом до 2,5 кг/с и давлением 12 бар разделяется на охлажденную и неохлажденную пряди, питая два отдельных резервуара. Набор серворегулирующих клапанов позволяет оператору независимо нагнетать желаемое соотношение горячего и холодного воздуха в каждую линию полости, фиксируя тем самым необходимые температуры продувки и массовые расходы. Как было представлено Patinios et al. [14] в 2019 году SAS был модернизирован, чтобы обеспечить возможность впрыска индикаторных газов в линии продувки для измерения концентрации. Два резервуара под давлением, содержащие CO2 и N2O соответственно, подключаются к линиям продувки через регулирующие клапаны с дистанционным управлением, так что в каждую линию можно заправить желаемую концентрацию одного из этих газов.

Machine Translated by Google

2.2. Испытательный автомобиль и условия эксплуатации

Испытательная установка, рассматриваемая в данном исследовании, представляет собой двухступенчатую турбину, поперечное сечение и меридиональный вид показаны на рисунке 2. Она состоит из ступени ТВД, промежуточного канала турбины с поворотными лопатками и делителем, называемого рамой лопаток турбины. (TVF) и ряд лопастей LPT, вращающихся в противоположных направлениях. Компоновка является типичной для последней ступени ТВД и первой ступени ТДД в современном турбовентиляторном двигателе и включает в себя шесть продуваемых полостей статора-ротора: четыре в ступени ТВД и две в ступени ТНД. Полости ступиц HPT и LPT представляют собой уплотнения обода с радиальным зазором, соответствующие двигателю, а полости бандажа представляют собой непрерывные по окружности осевые пазы. Из всей сборки, изображенной на рисунке 2, в этом исследовании основное внимание уделяется стороне HPT, в частности, синему контрольному объему с штриховым контуром. Контрольный объем ограничен в радиальном направлении положением инструментов полости ТВД, а в осевом направлении - двумя плоскостями измерения r - ϑ : входной плоскостью ТВД (Плоскость A) и выходной плоскостью ТВД (Плоскость B). Подробное описание измерительной аппаратуры в контрольном объеме перенесено в раздел 3.

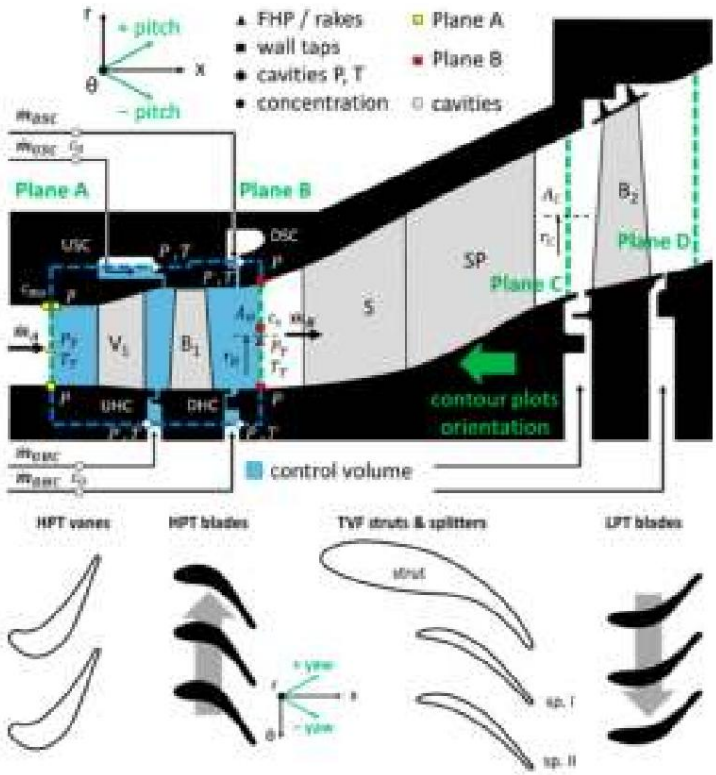


Рис. 2. Поперечное сечение испытательного автомобиля и меридиональный вид.

Номинальные рабочие условия, а именно степень полного давления ТВД, число Маха на выходе ТВД, число Рейнольдса TVF и массовые расходы продувки ТВД, показаны в таблице 1 (некоторые из них даны в виде широких интервалов по соображениям конфиденциальности). Что касается потоков продувочной массы, они выражаются в долях подачи UHC, которая находится в диапазоне (0,5% - 1%) . мА. Помимо номинального случая, был испытан нерасчетный случай, который (0,5% - 1%) получен путем отключения подачи продувки сохранении остальных параметров в Таблице 1 неизменными. В оставшейся части статьи номинальный случай будет обозначаться как PFR 100%, а случай без продувки HPT — как PFR 0%, где коэффициент продувочного потока определяется как PFR = продувка/ продувка,номинальная. Наконец, следует отметить, что в полости LPT также подается продувочный воздух, и его подача остается неизменной во время измерений PFR 0% и PFR 100%.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Номинальные условия эксплуатации испытательного автомобиля (PFR 100%) для потоков в кольцевом пространстве и полости./ %

Кольцевой поток ,/, Ценить 2 2,5 Продувочный . . 100 очистить/мУГК [%]		
поток PT,A/PT,B [ ] 2 2,5 Входной узел (UHC) 0,5	100	77
MB [ ] 0,5 Защитный кожух восходящего потока (USC) 0 5 αB [ ] 0 5 Концентратор	77	102
нисходящего потока (DHC) 1,7 × 106 ReB = (ρv/μ)B LB C [ ] 10 1,7 Защитный кожух	102	
потока (DSC) ��(��/��) = нисходящего	113	113

3. Методика измерения

3.1. Аэродинамические измерения

Аэродинамические измерения проводятся для определения давления, температуры и значения массового расхода на входе в ступень ТВД (плоскость А), на выходе из ступени ТВД (плоскость Б) и внутри полостей НРТ.

В плоскости А общее давление и общая температура регистрируются двумя килевыми головками. грабли. Грабли были разработаны в ITTM, каждая из них имеет по шесть равноотстоящих друг от друга головок. угол 90 от радиального стержня и 0 от осевого направления. Общий напор подключены к сканеру давления NetScanner 9116, а термопары типа K в Температурные головки подключаются к модулю ввода температуры NI 9214. Для каждого давления и температуры, 30 значений регистрируются с частотой дискретизации 5 Гц и затем усредняется с конечной совокупной неопределенностью ±5 мбар и ±1 K соответственно. Оба грабли можно перемещать по всей длине на 360°; однако окружная однородность входной поток, оцененный в другой тестовой кампании, позволил измерить радиальные профили в фиксированном месте, с отклонением от осредненных по окружности профилей в пределах неопределенность инструментов. Чтобы запечатлеть крутые уклоны в районе торцевой стены потока, профиль PT- рейки интегрируется с данными от грабли пограничного слоя (ступица и бандаж, по шесть головок), а также настенные краны (ступица и бандаж по семь кранов). С другой стороны, температура торцевой стенки принимается равной температуре камеры смешения (MC в (P) , (P) , Рисунок 1), за счет теплопроводности между кожухами. Полученные радиальные профили PT,A(r) и TT,A(r) представлены на рисунке 3a для случая PFR 100%.

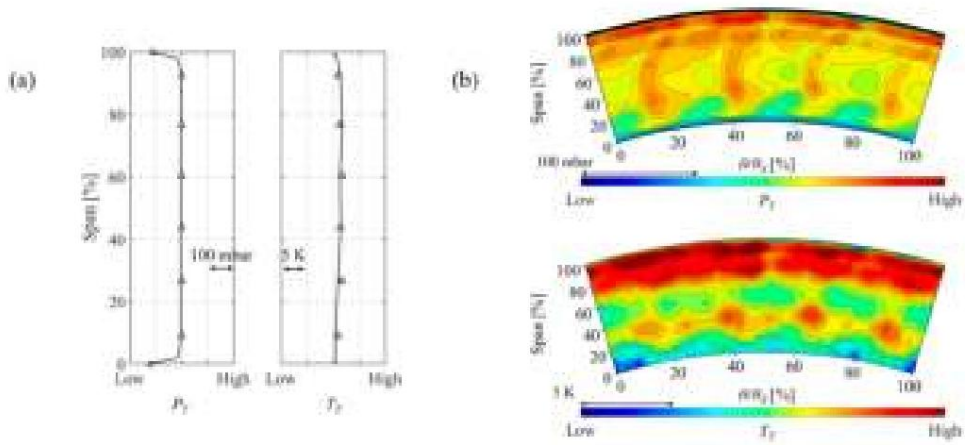


Рис. 3. Аэродинамические измерения: (a) Радиальные профили PT и TT в плоскости A. Треугольники и квадраты обозначают положение граблей и настенных отводов соответственно; (б) Контур ПТ и ТТ сюжеты в плоскости Б.

Общее давление и общая температура в плоскости B регистрируются с помощью датчика с пятью отверстиями. (ФХП). ЗУП изготовлен и откалиброван в Институте реактивного движения и Турбомашиностроение (RWTH Ахенский университет). Головка наклонена на 90 от штока. оси и интегрирован с экранированной калиброванной термопарой типа K. 30 значений в 5 Гц для каждой точки измерения регистрируются с помощью сканера давления NetScanner 9116. (линии давления) и модуль ввода температуры NI 9214 (термопара) для комбинированного погрешность ±3 мбар и ±0,8 K соответственно. В ходе экспериментальных испытаний зонд

Machine Translated by Google

проходит по измерительной сетке 20 × 60 (радиальная × тангенциальная), которая покрывает шаг 1 TVF и примерно 90% высоты канала в плоскости B. Данные PT от FHP дополняются показаниями грабли пограничного слоя (ступица и кожух рейки, по шесть головок каждая) и стеновые отводы (ступица и бандажная стенка, по семь отводов в каждой), а профиль пограничного слоя TT получен в результате RANS-моделирования стадии КВД с использованием экспериментальных граничных условий. Полученные контурные графики PT,B(r, θ) и TT,B(r, θ) изображены

Значения давления и температуры внутри полостей ТВД регистрируются с помощью набора из трех настенных кранов и трех термопар типа K, равномерно расположенных по окружности в радиальных положениях, показанных на рисунке 2. Процедура сбора данных (количество значений, частота отбора проб и способ сбора данных) модулей) аналогичен описанному для остальных плоскостей. Предполагаемая погрешность составляет ±5 мбар для измерений давления и ±1 K для измерений температуры.

Наконец, перед испытательным участком измеряются основной массовый расход и продувочный массовый расход: первый представляет собой сумму показаний двух расходомеров Вентури (±2%), установленных на выходе компрессорной станции и тормозного компрессора (см. рисунок 1); последние измеряются расходомерами McCrometer V-Cone (±0,5%), по одному на каждой линии подачи продувки . Также стоит отметить, что все аэродинамические измерения, описанные в этом разделе, проводятся в рамках одного тестового запуска, чтобы избежать внесения ежедневных поправок в набор данных.

3.2. Измерения концентрации

Измерения концентрации затравочного газа проводятся для характеристики распределения продувочного потока ТВД на выходе из ступени ТВД. Методика состоит из следующих этапов: Определенная масса трассировочного газа подается в одну из линий подачи продувочного газа для достижения желаемой концентрации в полости статора-ротора (в данном исследовании c0 5% об.). Существующая ранее концентрация трассировочного газа регистрируется газ в незатравленном основном потоке cms , а также концентрация cs в интересующем месте (т. е. плоскости B). Наконец, эффективность продувочного потока рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon(r, \theta) = \frac{cs(r, \theta) \quad cms}{c0 - cmc}, \tag{1}$$

где (r, θ) указывает каждую точку двумерной измерительной сетки в плоскости B. Что касается уравнения (1), ε = 0 указывает на то, что в анализируемом образце не присутствует никаких следов продувочного потока; ε = 1 означает, что проба полностью состоит из продувочного газа; и 0 < ε < 1 указывает на то, что проба представляет собой смесь основного потока и продувочного газа. В ходе испытательной кампании пробы cms отбирались через одну из головок рейки пограничного слоя бандажа плоскости A, а cs(r, θ) получали путем перемещения зонда Пито через тот же сектор кольцевого пространства плоскости B, охватываемый ЗУП. Значения концентрации измеряются газоанализатором Siemens Ultramat 6E. Такие устройства работают на двух газах (CO_2, N_2O), что означает, что в одном и том же тесте можно засеять две полости, а два соответствующих поля ε(r, θ) можно получить из одного и того же набора образцов. Предполагаемая неопределенность полученных значений эффективности составляет ±0,003.

После применения описанной процедуры ко всем полостям общая эффективность рассчитывается следующим образом: εc = εUHC + εUSC + εDHC + εDSC , а ее контурный график показан на рисунке 4. Тщательная интерпретация распределения продувки ротора вверх и вниз по потоку в плоскости B доступен у Merli et al. [15]; Для данной работы важно подчеркнуть, что продувка ниже по потоку отвечает за высокоэффективные полосы при Span > 90% и Span < 10% (εc,max 0,2), в то время как продувка выше по потоку захватывается вторичные структуры ротора, поэтому он гораздо более разбавлен основным потоком (εUHC+USC εDHC+DSC) и распространяется по большей части кольцевого пространства (Span > 60% и Span < 40%).

Machine Translated by Google

0,2 ,γ

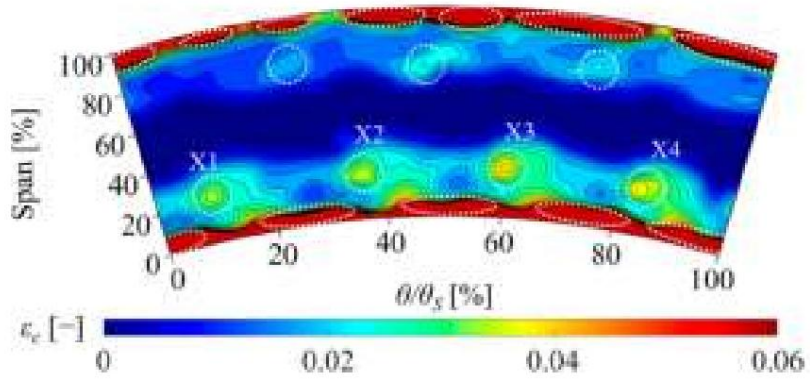


Рисунок 4. Контурная диаграмма εc комбинированной эффективности в плоскости B.

4. Методология. B

разделе 4 сначала представлены определения эффективности, использованные в данном исследовании. Терминология , принятая в таких определениях, относится к рисунку 2. После этого поясняется стратегия расчета неопределенности эффективности.

4.1. Расчет эффективности.

КПД турбины обычно понимается как отношение фактической выходной мощности к гипотетической идеальной мощности, извлекаемой из рабочего газа:

$$\text{Пидеал} = \frac{\text{Преал}}{,}\ ,\ \text{Preal} = \text{Preal ad} + \text{Pheat} = \text{Psha ft} + \text{Pmech} + \text{Pwindage} + \text{Pheat},\ \eta = \frac{}{,} = + = + + + \quad (2)$$

где Pheat — мощность, рассеиваемая при теплопередаче на неадиабатической стадии; Pshaft — полезная мощность, передаваемая на вал; Pmech – потери мощности в механических элементах (например, подшипниках); Pwindage — потери мощности из-за трения внутри полостей ротора-статора.

Для адиабатической неохлаждаемой ступени внутри многоступенчатой турбины обычно принимается полный адиабатический КПД.

$$= \quad = \gamma\ \eta\text{TT}\ \frac{\text{Преал,объявление}}{\text{Пидеал}}\ ' = = \frac{\text{hT,вхóд} \quad \text{hT,выход}}{\text{hT,вход} \quad \text{hT,is, выпуск}}\ . \quad (3)$$

Теперь следует уточнить, что испытуемая турбина не является адиабатической; однако настоящая работа направлена на сравнение различных определений эффективности и условий эксплуатации, а не на предоставление абсолютных значений эффективности. Кроме того, упомянутые условия отличаются только PFR, т.е. относительно небольшим массовым расходом. На этом основании предполагается , что Pmech, Pwindage и Pheat не меняются в анализируемых случаях и, следовательно, не учитываются при расчете эффективности.

4.1.1. КПД турбины – на основе предположения о равномерной продувке (UP)

Применение того же подхода, что и для эффективности охлаждаемого ряда лопаток Хартселя (см. Хартсел [1])

По уравнению (3) получается известный общий КПД для охлаждаемых ступеней:

$$\eta\text{UP}(r, \theta) = \text{mA}\ \frac{\text{mA hT,A} \quad \text{hT,B}(r, \theta) + \quad \text{k=UHC,...,DSC mk hk} \quad \text{hT,B}(r, \theta)}{\text{hT,A} \quad \text{hT,is,B}(r, \theta) + \quad \text{k=UHC,...,DSC mk hk} \quad \text{hk,is,B}(r, \theta)}\ , \quad (4)$$

где hk,is,B получается из изэнтропического несмешанного расширения продувочных потоков от их начальных условий подачи (внутри полостей UHC, USC, DHC и DSC) до общего давления в плоскости B. Следует отметить, что, хотя плоскость B представлена двумерными полями энтальпии, невозможно получить одинаковые характеристики для условий на входе основного потока и продувочного потока, по крайней мере, без предварительного отслеживания частиц на стадии HPT. По этой причине hT,A и hk являются усредненными скалярными значениями. Чтобы избежать приближения идеального газа

Machine Translated by Google

hT,A B = cP,A B TT,A B, что приводит к важным ошибкам в cP при больших перепадах температуры в испытуемой турбине, энтальпии рассчитываются с использованием свойств сухого воздуха из бесплатной цифровой библиотеки CoolProp. (Белл и др. [16]). Учитывая два термодинамических значения, программное обеспечение может вернуть другие свойства желаемого газа, например, hT,B = f(PT,B, TT,B) и hT,is,B = f(PT,B,sA).

Фундаментальное ограничение предположения о равномерной продувке (UP) заключается в том, что общие массовые потоки mk связаны с падением энтальпии в каждой точке (r, θ) . Другими словами , предполагается, что основной массовый поток и продувочный массовый поток полностью смешаны в измеряемом секторе. Такое приближение, далеко не верное для реальных ступеней ТВД, необходимо там, где нет информации о распределении продувочного потока в затрубном пространстве .

4.1.2. КПД турбины – на основе измеренного распределения продувки (PD)

Когда 2D-распределение продувочного потока на выходе из ТВД оценивается экспериментально или численно, массовый расход, связанный с каждой измеренной точкой плоскости B, может быть разделен на несколько составляющих: фракцию, поступающую из основного потока плоскости A, которая подвергается падению энтальпии. hT,A hT,B ; k фракций , поступающих из полости КВД-объектов, испытывающих падение hk hT,B . Это приводит к определению эффективности по уравнению (5) на основе измеренного распределения продувки (PD):

$$\eta PD(r,\theta) = \frac{\dot{m}A(r,\theta)\,\overline{h_{T,A}} - \overline{h_{T,B}}(r,\theta) + \sum k\,\dot{m}k(r,\theta)\,h_k - \overline{h_{T,B}}(r,\theta)}{\dot{m}A(r,\theta)\,\overline{h_{T,A}} - \overline{h_{T,is,B}}(r,\theta) + \sum k\,\dot{m}k(r,\theta)\,h_k - \overline{h_{k,is,B}}(r,\theta)}, \quad (5)$$

где . мA(r, θ) и . mk(r, θ) должны выполнять баланс масс для каждой точки измерения и, в свою очередь, общий баланс масс:

$$\dot{m}B(r,\theta) = \dot{m}A(r,\theta) + \sum k\,\dot{m}k(r,\theta) \quad (6)$$

В этом . mB(r, θ) = (ρv A)(r, θ) определяется с использованием результатов FHP, а для случае . mk(r, θ) предполагается, что εc,k(r, θ) xk(r, θ) = . mk(r, θ)/ . mB(r, θ), т.е. эффективность продувки аналогична массовой доле продувки в затрубном пространстве (эффект плотности считается пренебрежимомалым). . Тогда мA(r, θ) можно рассчитать как . mB(r,θ) Σk . mk(r, θ).

Подобный подход к расчету эффективности был предложен Берданье [3]. В этой работе 1D данные общего давления и общей температуры используются как на входе, так и на выходе ступени ТВД. Причем профили эффективности заимствованы у другой ступени турбины. Насколько известно авторам, это первая публикация, включающая полный набор 2D-данных FHP на выходе из ступени HPT, а также полное 2D- распределение эффективности, измеренное в той же плоскости.

Наконец, в сценарии без очистки (PFR 0%) и ηUP , и ηPD схлопываются в то же уравнение, аналогичное уравнению (3):

$$(r,\theta) = \dot{m}A\,\overline{h_{T,A}} \frac{\dot{m}A\,\overline{h_{T,A}} - \overline{h_{T,B}}(r,\theta)\,\eta PFR\ 0\%}{\dot{m}A\,\overline{h_{T,A}} - \overline{h_{k,is,B}}(r,\theta)}. \quad (7)$$

4.2. Расчет эффективности

В инженерных приложениях обычной практикой является оценка неопределенности UY = ±σY. производной переменной Y = f(X1, ..., Xn) посредством (см., например, Холмана [17])

$$\sigma Y = \sqrt{\sum_{m=1}^{n} \left(f_{Xm}\,\sigma Xm\right)^2}. \quad (8)$$

Machine Translated by Google

В случае анализируемой стадии КВД η = f PT,A, TT,A, PT,B, TT,B, Pk , Tk , mk . Большое количество задействованных переменных и их нелинейные зависимости делают оценку частных производных довольно громоздкой. Таким образом, неопределенность рассчитывается численно с помощью метода возмущения результата: Ym = f(X1, ..., Xm, ..., Xn) f(X1, ..., Xm + σXm ,..., Xn) вычисляется для каждой переменной Xm и, предполагая, что f / Xm Ym/σXm , стандартное отклонение становится

$$\sigma_Y = \sqrt{\sum_{m=1}^{n} Y_m^2}. \quad (9)$$

Аналогичное применение процесса возмущения результата для оценки неопределенности эффективности ступени HPT можно найти в Dénos et al. [18]. Результирующая неопределенность эффективности составляет Uη = ±1,28% для случая PFR 100% с определением PD. Анализ чувствительности показал, что наибольшее влияние на неопределенность оказывают TT,B и TT,A , за ними следуют PT,B и PT,A, тогда как влияние величин, связанных с продувкой, незначительно.

5. Результаты и обсуждение.

Раздел 5 разделен на три подраздела: в первом исследуется 2D-карта эффективности ФР; во втором сравниваются результаты определения эффективности ПД и УП; в третьем описано влияние изменения массового расхода продувки на эффективность ступени ТВД. Представленные ниже диаграммы и контурные графики построены путем интерполяции экспериментальных значений, представленных на диаграммах в виде белых треугольников (FHP), на более мелкой сетке для улучшения рендеринга и распознавания образов. Интерполированная сетка имеет шаг по окружности 0,1 и радиальный шаг 0,1 мм, а алгоритм интерполяции представляет собой модифицированную кубическую схему Акимы MATLAB.

5.1. 2D-карта эффективности этапа HPT

На рисунке 5 представлен контурный график эффективности частичного разряда, рассчитанный по уравнению (5) для случая PFR 100%. Наложенные черные пунктирные линии, о которых сообщили Merli et al. [15] изолировали области сильно положительной и сильно отрицательной продольной завихренности, чтобы понять влияние вторичных структур КВД на карту эффективности. Высокоэффективный кольцевой диапазон расположен вокруг середины пролета, между 40% и 70% пролета ; в этой области ядра на поток меньше всего влияют вторичные вихри КВД, поэтому извлекаемая работа выше. С другой стороны, соседние полосы (диапазон 20–40% и диапазон 70–80%) выглядят как области низкой эффективности с падением эффективности от максимальной к минимальной до 10 пунктов между основным потоком и соседними полосами. Фактически, на такие области влияют вихри нижнего прохода (LPVB1) и вихря верхнего прохода ротора ТВД (UPVB1), которые, как известно , вредны для производительности турбины. При Span > 80% эффективность остается низкой по отношению к потоку активной зоны; это приписывается горячему (см. рисунок 3b) неотклоняемому потоку утечки на наконечнике (TLF) между 80% и 90% диапазона и связанному с ним скребковому вихрю (SV) при диапазоне > 90%. Интересно отметить, что полосы LPVB1, UPVB1 и TLF не являются однородными по окружности, как можно было бы ожидать от вращающихся структур, исследованных с помощью стационарных методов, а демонстрируют лепестковую структуру. Причиной этого является влияние лопаток HPT, расположенных ниже по потоку, которые модулируют характеристики ротора в окружном направлении. Яркий пример эффекта статора виден ниже диапазона 20%, где белые пунктирные кружки указывают расположение лопастей вихрей нижнего прохода (LPVV1) при θ/θS 25%, 50%, 75% и 90%. . Наконец, объединенный анализ рисунков 4 и 5 показывает, что продувочный обогащенный поток обычно обеспечивает более низкие значения эффективности по сравнению с неразбавленным основным потоком; белые пунктирные круги расположены в одних и тех же местах на обоих графиках, показывая, что локальные максимумы эффективности фактически сочетаются с локальными минимумами эффективности. Как обсуждалось в разделе 1, эта связь наблюдалась ранее в турбинах с частичной продувкой (только продувка UHC), и настоящим она подтверждается и для турбины с полной продувкой.

Machine Translated by Google

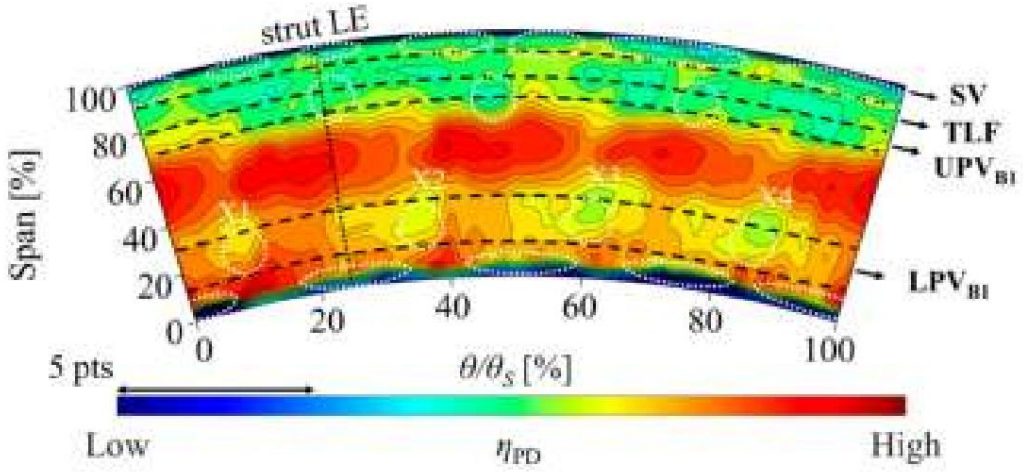


Рисунок 5. Контурный график эффективности частичного разряда ηPD для случая PFR 100%.

ƒ

5.2. Эффект определения эффективности

Дальнейшее понимание взаимосвязи между распределением продувки, вторичными потоками и эффективность можно получить из обсуждения рисунка 6. На рисунке 6а представлены усредненные по массе радиальные профили ηPD (черная сплошная линия) и ηUP (черная пунктирная линия) для PFR. 100% случай согласно уравнениям (4) и (5) соответственно. Кроме того, в среднем по площади радиальный профиль εc (серая сплошная линия) и радиальное положение вторичных потоков. изображено. Локальные различия между ηPD и ηUP значительны, с пиками выше 1 балл. Наибольшие отклонения расположены в области основного течения, где εc 0, а также что касается диапазона > 90% и диапазона < 10%, где εc велико из-за значительного присутствия 0 последующая продувка. Такое поведение, также обсуждаемое Берданье [3], связано с различные интерпретации падения энтальпии плоскости A–плоскости B в зависимости от локального очистить содержимое потока. Чтобы лучше объяснить такую концепцию, полностью смешанная эффективность εUHC, fm каждой + εUSC, fm + εDHC, fm + εDSC, fm εc, fm = отображается (серая пунктирная линия), где для полости k:

$$\varepsilon_{k,fm} = \frac{\dot{m}_{k,fm} - \dot{m}_{k,fm}}{\dot{m}_{0} - \dot{m}_{k,fm}}, \quad \varepsilon_{k,fm} = \frac{\dot{m}_{k,fm} + \sum_{l=1}^{\text{все полости-k}} \dot{m}_{l,fm}}{\dot{m}_{A} + \sum \dot{m}_{k}}. \tag{10}$$

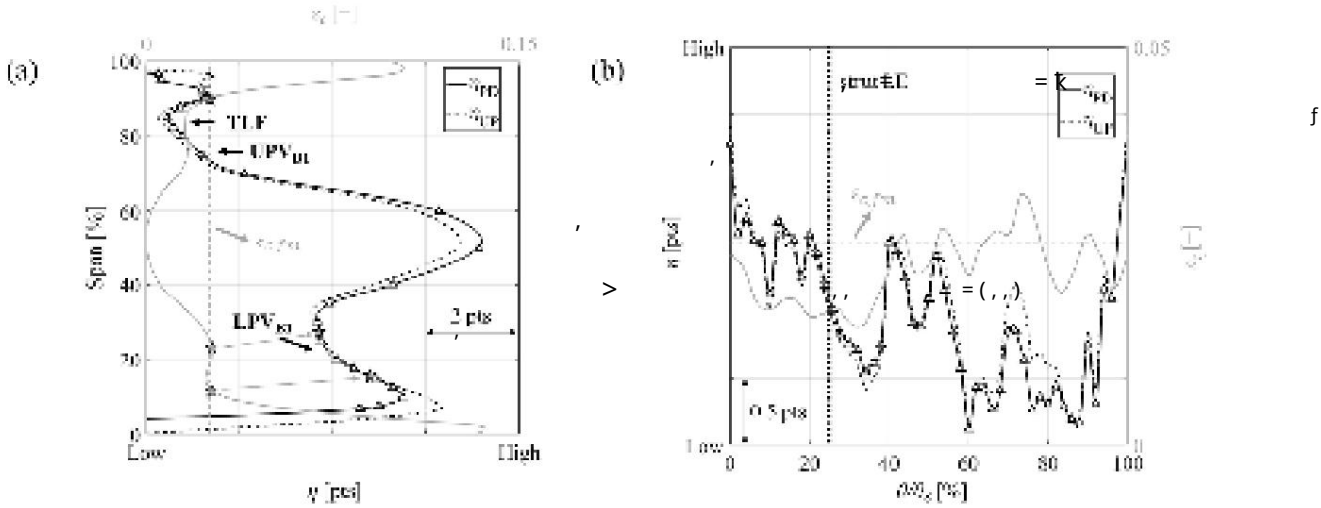


Рис. 6. Эффект определения эффективности: (а) радиальные профили ηPD, ηUP и εc ; (б) Окружные профили ηPD, ηUP и εc . Треугольники представляют сетку измерений FHP в плоскости B.

ƒ . , > k

, >

40 % > / 10 %

90% > > 60%

Machine Translated by Google

Полностью смешанная эффективность представляет собой теоретическое состояние, при котором продувка потоки и потоки затрубного пространства идеально объединены, т. е. распределение продувки равномерно. через плоскость B. По определению, если εc = εc, f m, то ηPD = ηUP. Экспериментальные данные в Рисунок 6a показывает хорошее согласие с этим утверждением: точки пересечения между ηPD и ηUP а между εc и εc fm обозначены серыми звездочками. Приписывается небольшое радиальное несоответствие. к небольшим изменениям массового расхода продувки при впрыске затравочного газа. В регионах, где εc > εc, f m, ηPD учитывает, что большая часть локальной энтальпии уходит в смешивание продувочного и основного потока вместо преобразования в выходную мощность, таким образом ηPD < ηUP (ηUP предполагает εc(r, θ) = εc, fm r, θ). Наоборот, ηPD > ηUP, где εc < εc, f m, из противоположных соображений.

На рис . 6b показаны усредненные по массе окружные профили тех же величин в Рисунок 6a, с сохранением цветов и стилей линий. И снова наибольшее отклонение между ηPD и ηUP находятся, когда εc = εc, f m, в частностиηPD < ηUP, если εc > εc, fm и ηPD > ηUP если εc < εc, f m, по тем же причинам, которые обсуждались выше. Также заметно, что сегмент 10% < θ/θS < 40% имеет более низкие значения эффективности по сравнению с симметричным сегментом. 60% < θ/θS < 90%. Причиной является потенциальное воздействие стойки TVF LE, которое приводит к более высокое давление в ступице при θ/θS 25% (черная пунктирная линия), уменьшая количество выходного потока накапливаясь там и, в свою очередь, увеличивая местную эффективность. Те же соображения качественно изобразить можно, взглянув на рисунки 4 и 5, где лепестки X1–X2 имеют меньшая эффективность и более высокий КПД, чем X3–X4. Наконец, следует упомянуть, что, хотя локальные различия между ηPD и ηUP значительны, они лишь незначительно что влияет на общую усредненную по массе скалярную эффективность, поскольку ηPD-UP = -0,06 пункта.

5.3. Эффект изменения продувочного потока

На рисунке 7 показан контурный график эффективности для случая PFR 0%. Черный пунктирный линии и белые пунктирные кружки обозначают положение вторичных структур потока. и точек высокой эффективности в случае PFR 100%, чтобы помочь визуализировать изменения таких особенностей между двумя условиями эксплуатации. Средний пролет, высокая эффективность Область потока в сердечнике кажется шире в случае без продувки (от 30% диапазона до 75% Охватывать). Соседние полосы с низкой эффективностью, соответствующие LPVB1-LPVV1 и UPVB1-TLF- SV, вместо этого ограничены более узкими коридорами, ближе к торцевым стенкам (Span <30% и Размах > 75% соответственно). Более того, в случае PFR 0% все низкоэффективные лепестки X1–X4 выглядят смещенными по окружности против направления вращения лопастей ТВД из-за к уменьшению угла отклонения примерно на 5 в области таких особенностей течения, рассчитанному по формуле данные ФХП. Это является прямым следствием отсутствия продувки ТВД, уже наблюдаемого Стерзингер и др. [19] на выходе аналогичной ступени.

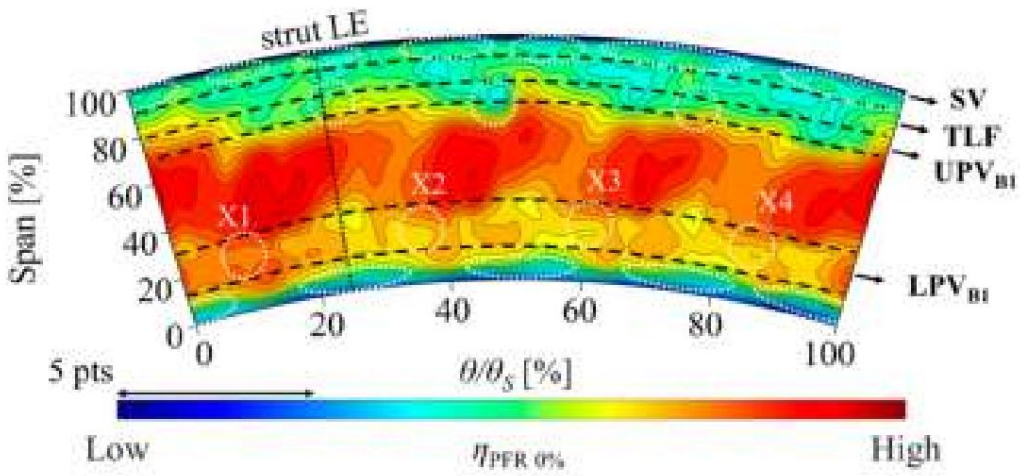


Рисунок 7. Контурная диаграмма эффективности для случая PFR 0%.

Для более количественного анализа среднемассовые радиальные профили ηPFR 100% и ηPFR 0% показано на рисунке 8a (черные сплошные линии и черные пунктирные линии соответственно). ƒ

% /

ƒ % ƒ %

Machine Translated by Google

вместе с радиальным распределением мА/ мБ (серая линия). Определение эффективности ПД используется для ηPFR 100%, тогда как ηPD и ηUP сходятся в уравнении (7) для ηPFR 0%. Интересно , что на рисунке 8a показано, что пиковая эффективность потока в сердечнике практически одинакова для ηPFR 100%. и ηPFR 0%: разница заключается в радиальной протяженности основной полосы течения, невозмущенной LPVB1 и UPVB1. В соответствии с существующей литературой (Регина и др. [6] и Зеробин и др. [20] и др.), продувка восходящего узла захватывается LPVB1 и UPVB1, усиливая и сдвигая их к середине пролета. На рисунке 8a величина LPVB1 и смена положения между корпусами приводит к отклонениям локальной эффективности до 2 пунктов в пользу ηPFR 0 % и радиальному смещению примерно 10 % диапазона. Эта тенденция все еще узнаваема, но менее выражен для UPVB1, возможно, из-за присутствия TLF, который увеличивает разбавление продувочного воздуха затрубным газом, сглаживающее его эффект. В то же время, продувка верхнего кожуха, кажется, частично подавляет потери, связанные с TLF, создавая экспериментальное подтверждение численных результатов Златинова и др. [8]. Наконец, это вполне Удивительно видеть, что ηPFR 100%-PFR 0% 1,5 балла 0 примерно при 90% интервале и 10% интервал. Это объясняется действием продувки ниже по потоку, которая в плоскости Б сосредоточены в пристеночных областях русла (пролет > 90% и пролет < 10%). В Фактически, продувка ниже по потоку в сочетании с радиальной миграцией вихрей в проходе ротора приводит к перераспределению потока в кольцевом пространстве (см. пики в мА/ Кривая мБ при 15% Диапазон и 85% диапазона). В результате вены с основной, высокоэффективной жидкостью заключены между вихрями прохода ротора и торцевыми стенками. Такое явление, хорошо различимый также на рисунке 5 при 15% интервале, исчезает при отсутствии продувки. объяснение выше также могло бы объяснить, почему, насколько известно авторам, такие пятна η > 0 никогда не были описаны в открытой литературе, которая в основном фокусируется на частично очищенных Ступени HPT, особенно с продувкой только входной втулки.

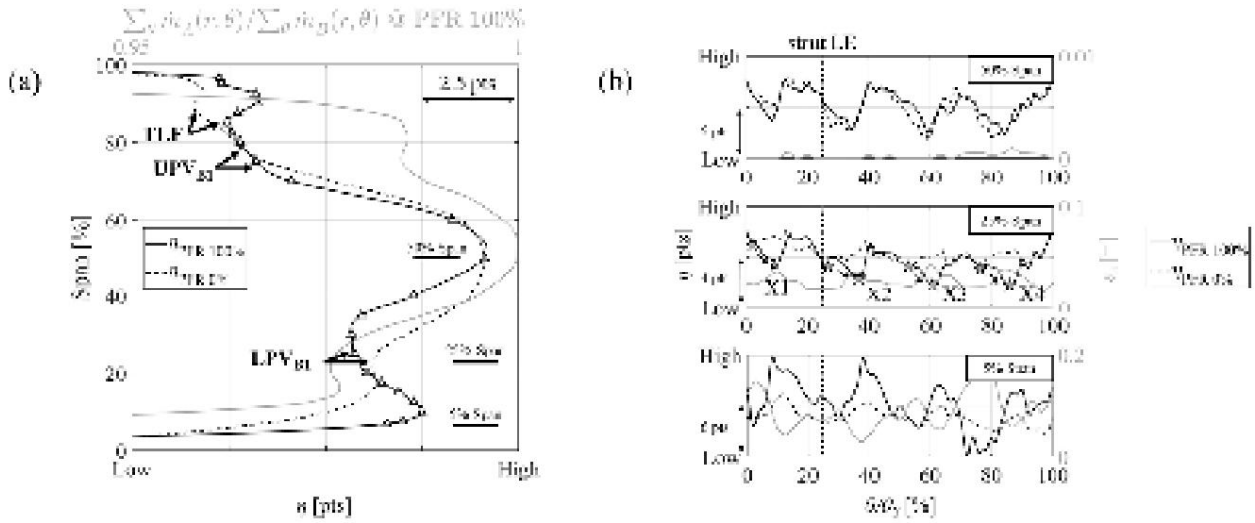


Рисунок 8. Эффект изменения продувочного потока: (a) ηPFR 100%, ηPFR 0% и мА/ / mB при PFR 100% радиальных профилей; (b) ηPFR 100%, ηPFR 0% и окружные профили εc при 5%, 25% и 50% размахе. Треугольники %, представляют сетку измерения FHP в плоскости B.

На рисунке 8b показаны профили эффективности по окружности для обоих случаев продувки на трех уровнях. интересные радиальные места: 5% Span, где наблюдается высокая концентрация нижележащих удалять; 25% диапазона, при котором продувка выше по потоку транспортируется внутри LPVB1; и 50% диапазона, где практически не обнаруживается охлаждающего воздуха. Серая линия на каждом графике представляет профиль εc при соответствующее радиальное положение. При диапазоне 5 % ηPFR 100 % имеет синусоидальное поведение. фазовое противостояние с профилем эффективности и с большими пространственными колебаниями по сравнению к случаю ηPFR 0% . Тенденция обусловлена лопатками HPT, поскольку давление в их ступицах Распределение по окружности синхронизирует выход продувки вверх по потоку, тем самым влияя на эффективность. Однако второй вклад виден в виде более высокого среднего значения ηPFR 100% в отрезок 0% < θ/θS < 50%, что обусловлено уже описанным потенциальным полем

Machine Translated by Google

стойка TVF LE (черная пунктирная линия), которая локально уменьшает выход продувки на выходе. При диапазоне 25 % синусоидальная тенденция ηPFR 100 % сохраняется, но колебания имеют меньшую интенсивность и большую однородность по окружности. Фактически, на расположение больше всего влияет поток охлаждающей жидкости, находящейся перед ступицей, на выход и распределение которой стойка TVF влияет меньше. Кроме того, локальные минимумы ηPFR 100% и ηPFR 0% , обозначенные серыми звездочками, показывают окружное смещение пиков X1–X4, также замеченное на рисунке 7. В заключение следует отметить, что при 50% размахе значения эффективности низкие; поэтому линии PFR 100% и PFR 0% практически накладываются друг на друга, показывая очень хорошее соответствие.

6. Выводы

В статье исследуются характеристики полностью продуваемой ступени ТВД, работающей в двухзолотниковой типичной конфигурации двигателя. Предложено альтернативное определение (PD) полной адиабатической эффективности ступени, которое учитывает распределение продувки КВД на выходе из ступени, рассчитанное с использованием измерений концентрации двойного трассирующего газа. Такое определение сравнивается со стандартной формулировкой на основе Харцеля (UP). Установлено, что эффективность UP занижает производительность ступени в основном потоке, где значения эффективности продувки ниже порога полного смешивания, по сравнению с версией PD. В то же время определение UP переоценивает производительность продувочных потоков, поскольку оно занижает количество энергии, теряемой в процессе смешивания . Наконец, эффективность случая PFR 100% сравнивается с одним из случаев PFR 0%. Продувка вверх по потоку увлекается вихрями в проходе ротора, увеличивая их потери (локальные различия до 2 точек в радиальных профилях) и смещая их к середине пролета (смещение диапазона 10% для LPVB1). Однако дополнительные потери на продувку бандажа смягчаются частичным подавлением ТЛФ. С другой стороны, продувка на выходе, собираемая тонкими слоями рядом с торцевыми стенками, отвечает за перераспределение массового потока, которое улавливает полосы высокоэффективного кольцевого потока между вихрями прохода ротора и стенками.

Распределение по окружности в нижней половине выходной плоскости ступени ТВД показывает, что в области торцевой стенки, богатой выходным продувочным воздухом, потенциальное влияние передней кромки стойки полезно для эффективности, локально уменьшая выход охлаждающей жидкости; уже при 25% размаха влияние стойки незначительно, в то время как распространение лопаток ТВД вниз по потоку определяет максимумы эффективности (т. е. минимумы эффективности).

Авторы утверждают, что КПД ФД лучше отражает физику течения внутри ступени турбины, при этом отклонения между среднемассовыми радиальными профилями КПД ФД и УП достигают 1 балла. Если локальные отклонения значительны, следует отметить, что общие значения скалярной эффективности существенно не отличаются. Основным недостатком предлагаемого метода является необходимость дополнительных измерений затравочного газа. Эту проблему можно обойти, используя результаты CFD-моделирования для расчета распределения продувочного массового потока в кольцевом пространстве (например, с отслеживанием частиц). Тем не менее, численный подход приведет к появлению другого набора проблем неопределенности, моделирования и затрат, которые следует тщательно оценить, чтобы понять, является ли вычисление распределения продувки более или менее удобным, чем предположение о равномерной продувке. Другая проблема заключается в том, что расчетная неопределенность относительно высока по сравнению с типичными потребностями производителей двигателей (±0,5–1%). Этот аспект можно улучшить за счет оптимизации цепочки измерения температуры и обеспечения надежной оценки механических потерь, потерь на ветер и теплопередачи.

Вклад автора: концептуализация, FM и EG; методология, ФМ; ПО, ФМ и НК; валидация, FM, NK и АН; формальный анализ, ФМ и ЭГ; расследование, ФМ, НК и АХ; ресурсы, НК и АХ; курирование данных, FM; письменное – подготовка первоначального черновика, ФМ; написание – обзор и редактирование, EG; визуализация, ФМ; наблюдение, ЭГ; администрация проекта, ЭГ; приобретение финансирования, Е.Г. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Machine Translated by Google

Финансирование: Проект, лежащий в основе этого приложения, получил финансирование от Clean Sky 2 Joint.
Мероприятие в рамках программы исследований и инноваций Европейского Союза «Горизонт 2020» (грант
договор № 785313).

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: К доступности данных, представленных в этом исследовании, применяются ограничения.
данные доступны по запросу у соответствующего автора с предварительного разрешения GE Aviation.

Благодарности: Авторы хотели бы поблагодарить М. Данери и Ф. Манджини за их вклад.
операторам испытательного центра и компании GE Aviation за разрешение опубликовать эту статью.

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

Номенклатура

Сокращения

ВДТ, ЛПТ	турбина высокого давления, турбина низкого давления
ТВФ	лопаточный корпус турбины
ПФР	коэффициент продувочного потока
ФХП	зонд с пятью отверстиями
ЛЕ	передний край
ЛПВ, УПВ	нижний, верхний проходной вихрь
ТЛФ	поток утечки наконечника
СВ	скребущий вихрь
ПД	распределение очистки
ВВЕРХ	равномерная продувка
УХК, ОСК	входная полость ступицы/бандажа

Символы

г, θ	радиальная, тангенциальная координата
А, Б, В, Д	Плоскость A, B, C, D
ПТ, ТТ, хТ	полное давление, температура, энтальпия
л	осевая длина
сП	удельная теплоемкость при постоянном давлении
η	эффективность
с	концентрация
. м	массовый расход
ε	эффективность
Ре	Число Рейнольдса
в, М	абсолютная скорость, число Маха
ρ, μ	плотность, динамическая вязкость
с	энтропия

Нижние и верхние индексы

1, 2	Стадия HPT, стадия LPT
к, л	индексы полости
0, мс, сб,	полость, основной поток, образец
фм	комбинированный, полностью смешанный
	средний
есть,	изэнтропический, адиабатический
реклама	объемный

Ссылки

1. Хартсель, Дж. Прогноз влияния массообменного охлаждения на эффективность лопаточных лопаток лопаток турбины. В материалах 10-го
Совещание по аэрокосмическим наукам, Сан-Диего, Калифорния, США, 17–19 января 1972 г. [CrossRef]
2. Янг, Дж. Б.; Хорлок, Дж. Х. Определение эффективности охлаждаемой турбины. Я. Турбомах. 2006, 128, 658–667. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

3. Берданье, Р.А. Расчет эффективности охлаждаемой турбины с использованием взвешенного распределения охлаждающего потока. Я. Турбомах. 2023, 145, 061007. [Перекрестная ссылка]
4. Онг, Дж.; Миллер, Р.Дж.; Учида, С. Влияние впрыска охлаждающей жидкости на поток в торцевой стенке турбины высокого давления. Я. Турбомах. 2012, 134, 051003. [CrossRef]
5. Дженни, П.; Абхари, РС; Роуз, МГ; Бреттшнайдер, М.; Энгель, К.; Гир, Дж. Нестационарное поведение вихря в проходе ступицы ротора в Наличие продувочного потока в осевой турбине низкого давления. Я. Турбомах. 2013, 135, 051022. [CrossRef]
6. Регина, К.; Калфас, А.И.; Абхари, Р.С. Экспериментальное исследование воздействия продувочного потока на ступень турбины высокого давления. Дж. Турбомах. 2014, 137, 041006. [CrossRef]
7. Дальквист, Дж. Э.; Фрид, Дж. Экспериментальные исследования потока и характеристик продувочных потоков в полости турбины высокого давления. В материалах 11-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, ETC 2015, Мадрид, Испания, 23 марта 2015 г.
8. Златинов, М.Б.; Тан, CS; Монтгомери, М.; Ислам, Т.; Харрис, М. Механизмы потери потока в ступице турбины и кожухе уплотнения. Дж. Турбомах. 2012, 134, 061027. [CrossRef]
9. Мерли, Ф.; Хафизович А.; Крайнц, Н.; Шиен, М.; Питерс, А.; Хайтмейр, Ф.; Геттлих, Э. Аэродинамическая оценка центральных рам турбин и лопаточных рам турбин под воздействием продувочных потоков. В материалах ASME Turbo Expo 2022: Техническая конференция и выставка турбомашин, Роттердам, Нидерланды, 13–17 июня 2022 г. [CrossRef]
10. Мерли, Ф.; Крайнц, Н.; Хафизович А.; Гёттлих, Э. Оценка производительности полностью продуваемой ступени турбины высокого давления с использованием измерений концентрации семенного газа. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, документ N. ETC2023-268, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.; Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository . (по состоянию на 11 июня 2023 г.).
11. Ноймайер, Ф.; Кулханек, Г.; Пиркер, Х.-П.; Джериха, Х.; Сейр, А.; Санс, В. Эксплуатационные характеристики сложной трансзвуковой испытательной турбинной установки. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2001: Энергия для суши, моря и воздуха, Новый Орлеан, Луизиана, США, 4–7 июня 2001 г. Документ ASME № GT2000-489. [Перекрестная ссылка]
12. Губинка Дж.; Сантнер, К.; Парадизо, Б.; Мальзахер, Ф.; Гёттлих, Э.; Хейтмейр, Ф. Проектирование и строительство двухвальной испытательной турбины для исследования потоков в средней части корпуса турбины. В материалах ISABE, Монреаль, Квебек, Канада, 7–11 сентября 2009 г.; стр. 7–11.
13. Штайнер, М.; Зеробин, С.; Бауингер, С.; Хайтмейр, Ф.; Гёттлих, Э. Разработка и ввод в эксплуатацию системы продувочного потока на испытательной установке с двумя катушками. В материалах 12-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г. Документ ETC № ETC2017-115. [Перекрестная ссылка]
14. Патиниос, М.; Мерли, Ф.; Хафизович А.; Гёттлих Э. Взаимодействие продувочных потоков со вторичными потоками в центральных рамах турбин. В материалах ASME Turbo Expo 2021: Техническая конференция и выставка турбомашин, онлайн, 7–11 июня 2021 г. [Перекрестная ссылка]
15. Мерли, Ф.; Хафизович А.; Крайнц, Н.; Шиен, М.; Питерс, А.; Хайтмейр, Ф.; Геттлих, Э. Взаимодействие основного потока и кавитационных потоков в центральных и лопаточных корпусах турбин. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2022, 145, 021027. [CrossRef]
16. 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]
17. Холман, Дж. П. Экспериментальные методы для инженеров, 7-е изд.; Международное издание; МакГроу-Хилл: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2001 г.
18. Денос Р.; Паниагуа, Г.; Яса, Т.; Фортуньо, Э. Определение эффективности охлаждаемой турбины высокого давления в установке с компрессионными трубками. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2006: Энергия для суши, моря и воздуха, Барселона, Испания, 8–11 мая 2006 г.; стр. 607–618. [Перекрестная ссылка]
19. Стерцингер, П.З.; Зеробин, С.; Мерли, Ф.; Визингер, Л.; Питерс, А.; Майни, Г.; Деллакасагранде, М.; Хайтмейр, Ф.; Гёттлих, Э. Влияние различных продувочных потоков турбины высокого и низкого давления на центральную раму турбины и турбинную систему низкого давления. Дж. Турбомах. 2020, 142, 101011. [CrossRef]
20. Зеробин С.; Питерс, А.; Бауингер, С.; Рамеш, АБ; Штайнер, М.; Хайтмейр, Ф.; Геттлих, Э. Аэродинамические характеристики центральных рам турбин с продувочными потоками - Часть I: Влияние скорости продувочного потока турбины. Я. Турбомах. 2018, 140, 061009. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Экспериментальный анализ трехмерного течения в † Ротор турбины Уэллса

Фабио Личери * , Тициано Гису, Франческо Камбули и Пьерпаоло Пудду

Кафедра машиностроения, химии и материаловедения, Университет Кальяри, Via Marengo 2, 09123 Кальяри, Италия; t.ghisu@unica.it (ТГ); francesco.cambuli@unica.it (ФК); puddu@unica.it (ПП)
* Переписка: fabio.licheri@unica.it
† Эта рукопись представляет собой расширенную версию документа заседания ETC2023-148, опубликованного в материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г.

Аннотация: Проведено экспериментальное исследование локального поля течения в турбине Уэллса с целью детального анализа аэродинамических характеристик ротора и поиска оптимальных решений. Измерения проводились с помощью термоанемометрического зонда (HWA), восстанавливающего локальное трехмерное поле потока как до, так и после небольшой турбины Уэллса. Методика многократного вращения была применена для измерения трех компонентов скорости поля потока для фиксированного рабочего режима. Результаты исследования показывают локальные структуры потока вдоль шага лопаток, подчеркивая расположение и радиальную протяженность вихрей, которые взаимодействуют с чистым потоком, тем самым ухудшая общую производит
Также показаны некоторые особенности этой турбины, которые необходимо учитывать для предложения модифицированных решений по улучшению ее характеристик.

Ключевые слова: турбина Уэллса; экспериментальное исследование; реконструкция поля течения; термоанемометр (XBA); местное исполнение

check for updates

Цитирование: Личери, Ф.; Гису, Т.; Камбули, Ф.; Пудду, П. Экспериментальный анализ трехмерного потока в роторе турбины Уэллса. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 21. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030021

Академический редактор: Антуан Дазен

Поступила: 22 мая 2023 г.
Пересмотрено: 25 мая 2023 г.
Принято: 10 июля 2023 г.
Опубликовано: 16 июля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Интерес к возобновляемым источникам энергии в последние годы стал еще сильнее из-за их значимости для сокращения выбросов. Среди всех возобновляемых источников волновая энергия является одной из наиболее интересных ввиду ее большой доступности и относительно высокой предсказуемости Таким образом, в последние десятилетия был предложен ряд технологических решений [2], основанных на различных физических принципах, для удобного сбора и преобразования этого источника энергии.

Принцип колеблющегося водяного столба (OWC), вероятно, является одним из наиболее часто применяемых в преобразователях волновой энергии (WEC), как подчеркивается в работе. [3]. Типичный ВНК состоит из камеры, частично погруженной под свободную поверхность моря и открытой на дне, что создает переменный поток в канале, соединенном с верхней стороной камеры, за счет движения столба воды внутри камеры. В подавляющем большинстве предлагаемых устройств используется турбина для преобразования энергии давления этого переменного воздушного потока в механическую энергию, из которой с помощью генератора вырабатывается электрическая энергия.

Двунаправленный характер этого воздушного потока и присущее ему нестационарное поведение представляют собой особые проблемы для работы турбины. Турбина Уэллса, предложенная доктором А.А. Уэллсом [4], обеспечивает простоту конструкции и надежность. Он характеризуется симметричным профилем лопастей, смещенным на 90 градусов относительно оси вращения, что обеспечивает самовыпрямляющееся поведение ротора: направление выходного крутящего момента, а следовательно, и направление вращения, не зависит от направления воздушного потока. . Ряд исследователей, таких как Refs. [5–8] исследовали характеристики турбины Уэллса, чтобы понять ограничения и предложить улучшения. Тем не менее, поле потока в роторе Уэллса еще не полностью объяснено, и было представлено лишь несколько подробных экспериментальных анализов. Совсем недавно Licheri et al. В работе [9] представлена локальная реконструкция поля течения в турбине Уэллса с помощью зонда аэродинамического давления, предполагая, что поток

Machine Translated by Google

является двумерным, т. е. пренебрегающим радиальной составляющей скорости. Используя аналогичный зонд, Alves et al. [10] провели аналогичное исследование для бипланной турбины Уэллса.

Настоящая работа, являющаяся продолжением статьи нашего совещания [11], направлена на устранение существующего пробела в литературе путем точной реконструкции поля течения в роторе Уэллса. Экспериментальное исследование проводится на малогабаритной турбине Уэллса, соединенной с симулятором OWC, расположенным на факультете машиностроения, химии и материаловедения (DICMM) Университета Кальяри. Поле потока характеризуется в пределах шага лопасти как перед, так и после ротора, с использованием миниатюрного термоанемометрического зонда (HWA), способного фиксировать трехмерное поле потока в фиксированной рабочей точке, соответствующей относительно большому значению. значение коэффициента расхода перед срывом.

Остальная часть статьи структурирована следующим образом. Сначала представлена экспериментальная установка, размещенная в DIMCM, а затем приводится описание зонда и принятой методики измерений. Далее представляются и анализируются результаты реконструкции течения и среднего радиального распределения компонент скорости. В заключительном разделе подводятся итоги и приводятся заключительные замечания.

2. Экспериментальная

установка Экспериментальные испытания проводились на симуляторе OWC, расположенном в DIMCM в Кальяри. Установка схематически представлена на рисунке 1. Поршень, приводимый в движение гидравлической системой, перемещается внутри цилиндрической стальной камеры, имитируя движение поверхности воды, как это происходит внутри системы OWC. В верхней части камеры размещена турбина Уэллса, основные геометрические характеристики которой приведены в таблице 1.

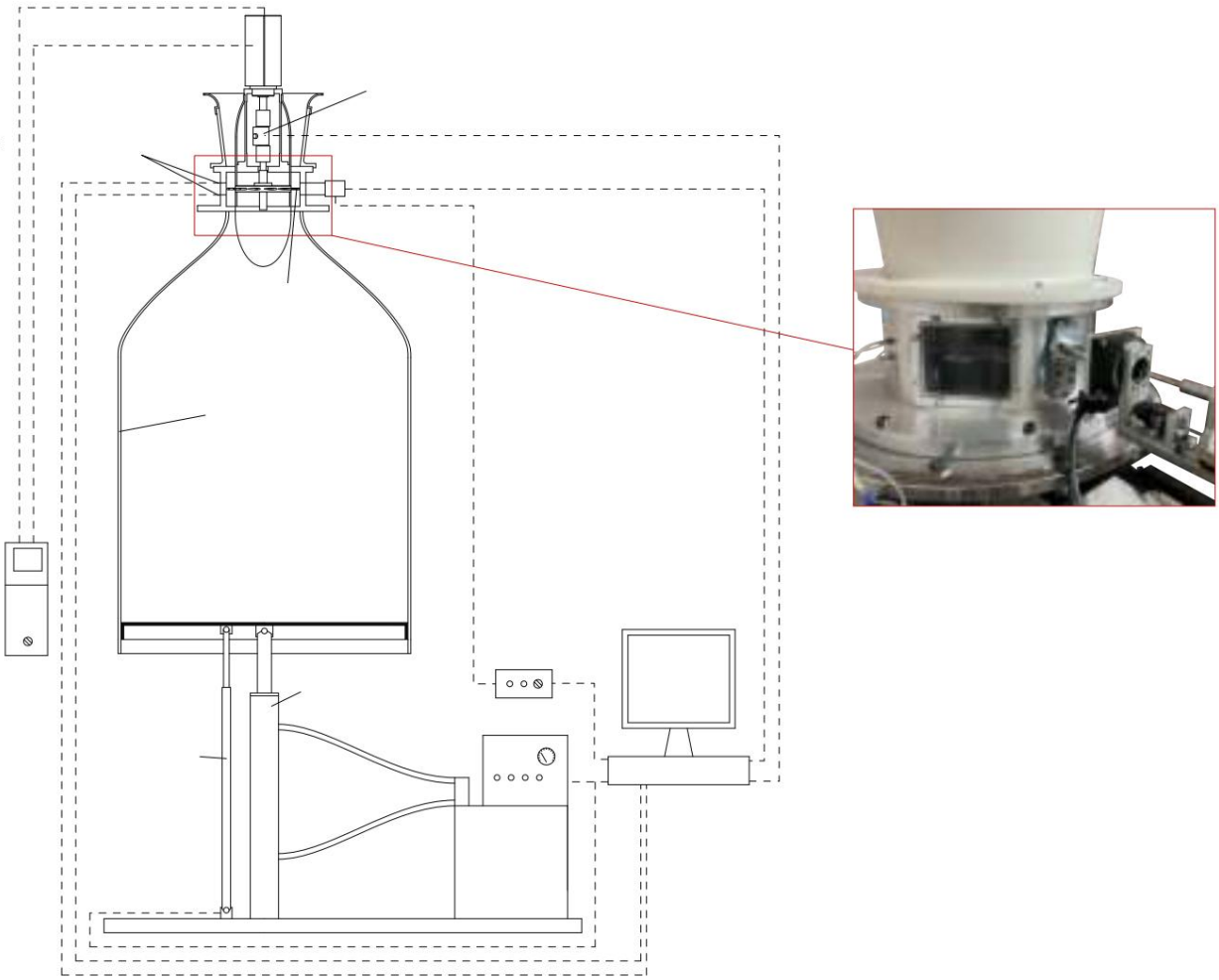


Рис. 1. Схема экспериментальной установки и испытательный участок.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Геометрические параметры турбины Уэллса.

Диаметр законцовки несущего винта, Dtip	250 мм
Диаметр ступицы несущего винта, Dtip	190 мм
Длина хорды зазора законцовки втулки , с	1 мм
Число лопастей, z	36 мм
Прочность профиля	12
Коэффициент профиля	HAKA 0015
Отношение ступицы к законцовке, ν	0,625
стреловидности	0,5 (18/36)
	0,76

Экспериментальная установка полностью оснащена: проволочный потенциометр используется для регистрации перемещения поршня и управления по обратной связи гидравлическим агрегатом, приводящим в движение поршень ; настенные краны давления расположены перед и после ротора; между валами турбины и двигателя размещен датчик крутящего момента со встроенным энкодером для измерения выходного крутящего момента турбины и частоты ее вращения; В испытательной части сделана прорезь для упрощения установки зонда рядом с ротором. Максимальные неопределенности этих измеряемых переменных были оценены следующим образом:

- 0,3 % от полной шкалы датчика (1 кПа) для измерения давления на стенке окружающая сторона;
- 0,2 % от полной шкалы датчика (7 кПа) для измерения давления на стенке поршня. сторона;
- 0,1% от полной шкалы датчика (±2 Нм) для выходного крутящего момента;
- ±0,1% от полной шкалы датчика (1000 мм) для положения поршня.

Конфигурация установки позволяет воспроизводить различные формы движения поршня за счет регулирования параметров гидроагрегата. Синусоидальное движение поршня обычно моделируется для имитации регулярной волны, как это сделано в работах. [9,12], тогда как в данном исследовании задается треугольное движение для получения постоянной скорости потока в течение конечного интервала времени. Как амплитуду, так и период движения поршня можно регулировать посредством настроек гидроблока.

3. Методика измерения

Локальное поле потока вблизи ротора, как вверх, так и после него, восстанавливалось с помощью наклонного термоанемометрического зонда (HWA) DANTEC типа 55P12. Датчик располагался на осевом расстоянии 5,5 мм от хорды лопатки как перед, так и после ротора.

Для реконструкции поля течения был принят метод вращающейся наклонной ГС [13–15] . Используя соотношения, предложенные Йоргенсеном [16], метод позволяет измерять в заданном стационарном или периодическом поле течения три компоненты скорости среднего потока и шесть компонент тензора напряжений Рейнольдса. Поскольку в этом методе измерения используются зонды только с одним датчиком, искажение потока из-за размера зонда уменьшается [17]. Независимые измерения выполняются при различных ориентациях датчика путем вращения зонда вокруг его стержня под разными углами. Обычно используется более трех различных измерений, чтобы уменьшить ошибку, связанную с обработкой данных , что требует решения переопределенной системы уравнений. Измерения проводились только на этапе истечения путем сканирования размаха лопатки в 20 радиальных положениях, неравномерно расположенных, чтобы правильно восстановить поле течения в области пограничного слоя вблизи стенок. В каждом радиальном положении рассматривалось семь различных угловых положений зонда. Для перемещения зонда в радиальном направлении и ориентации зонда вокруг своей оси использовалась моторизованная система .

Мгновенные скорости охлаждения были получены из мгновенных сигналов напряжения с использованием калибровочной кривой, аппроксимированной полиномиальным уравнением четвертой степени, что позволило получить лучшее приближение и уменьшить неопределенности в отношении обращения закона, предложенного Кингом [18]: как продемонстрировали Erriu et al. [19]. Модифицированный закон Йоргенсена из Ref. [20] использовалась для связи компонентов скорости, в

Machine Translated by Google

система отсчета датчика с эффективной скоростью охлаждения. Значения коэффициентов направленной чувствительности оценены экспериментально путем проведения угловой калибровки зонда в открытой аэродинамической трубе. Таким образом , угловые калибровочные кривые использовались для расчета коэффициента угловой чувствительности закона Йоргенсена в зависимости от углов рыскания и тангажа. Коэффициенты направленной чувствительности считаются зависящими от углов тангажа и рыскания, тогда как в работе . В [16] им были предложены конс

Более подробную информацию о соотношениях, используемых для представления угловых калибровочных кривых, можно найти в работе. [20].

Неопределенности в измерениях с помощью горячей проволоки были оценены на основе работы [11]. [19], учитывая : (a) ошибки, возникающие в процессе калибровки и связанные с измерением скорости потока и углов поворота; (b) неопределенности в полиномиальном выражении, используемом для аппроксимации калибровочной кривой; (в) неопределенности в расчете компонентов скорости в системе отсчета датчика. Результаты оценок неопределенности включают следующее:

- средняя скорость ±2,5% от фактического значения,
- угол потока ±2 градуса, радиальное положение ±0,1 мм.

Чтобы правильно использовать технику многократного вращения, в симуляторе OWC было воспроизведено условие фиксированного потока путем установки периодического треугольного движения поршня, основные параметры которого обобщены в Таблице 2 вместе с другими настройками, используемыми для настоящих экспериментов.

Таблица 2. Настройки экспериментальных испытаний.

Амплитуда хода поршня	850 мм
Период поршня, Tw	7 с
Частота вращения турбины, f	65 Гц
коэффициент расхода среднего расхода на радиусе вершины ротора φ = Cz/(π f Dtip)	0,195
Число Рейнольдса основано на хорде лопатки и средней относительной скорости на выходе.	1,3 × 105

Линейное изменение положения поршня обеспечивает постоянную скорость поршня и, следовательно, постоянный расход через ротор. На рисунке 2 показано смещение поршня во время испытания и его скорость в зависимости от безразмерного периода поршня.

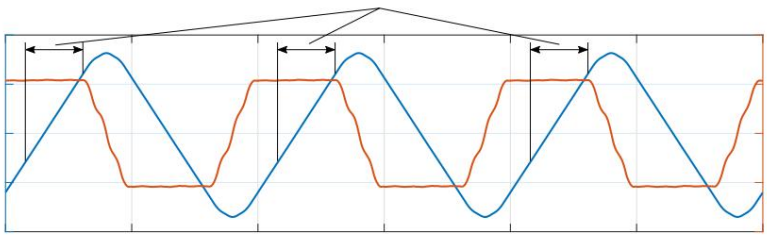


Рисунок 2. Характеристики движения поршня во время испытания.

Сигналы регистрировались только во время наклонов поршня, которые соответствуют фазам истечения, и соответствующие времена измерения также указаны на рисунке 2. Они были выбраны для того, чтобы: (а) исключить измерения вблизи инверсии движения поршня и (б) получить при не менее 100 оборотов ротора за каждый период поршня (таким образом, при наличии 3-х наклонов поршня для усреднения фазы было использовано 300 оборотов). Расход рассчитывается на основе смещения поршня. Была установлена частота дискретизации 100 кГц, что позволяет выполнить не менее 150 точек измерения по шагу лопасти. Сигнал анемометра был усилен и отфильтрован на частоте 50 кГц перед сбором и отправлен на анализатор с фазовой синхрон

Machine Translated by Google

метод усреднения ансамбля, синхронизированный с проходом ротора, для получения периодического среднего распределения скорости потока в проходе лопатки.

Характеристики турбины показаны на рисунках 3a,b. Следует отметить, что рабочий режим, выбранный для настоящего исследования (красный крест), попадает в стабильную область перед точкой срыва, на безопасном расстоянии от последней, чтобы избежать зарождающихся условий срыва на лопасти, связанных с локальные отрывы потока, которые в данной работе не исследуются. Выбранный рабочий режим, т.е. с φ 0,195, характеризуется общим КПД турбины 48,1%, что близко к максимальному, как следует из Licheri et al. [21].

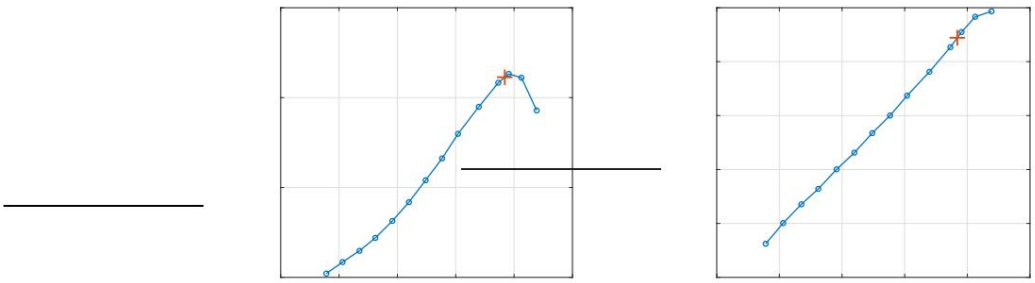


Рисунок 3. Безразмерная производительность турбины при стационарном потоке. (а) Коэффициент крутящего момента. (б) Коэффициент давления.

4. Результаты

Характеристики потока представлены здесь в виде компонентов скорости, безразмерных относительно скорости кончика лопатки Utip. Все представленные результаты относятся к одному рабочему состоянию, как указано в Таблице 2, до остановки и представляют собой точку максимального КПД тестируемой турбины [22].

4.1. Входной поток

Было проведено предварительное исследование с целью охарактеризовать поток на входе в турбину. Входной поток восстановлен в плоскости, расположенной на осевом расстоянии 5,5 мм от ротора. Компоненты скорости были усреднены по массе в окружном направлении, и результирующие распределения скорости представлены на рисунке 4a. На рисунке 4b также показано массово-взвешенное радиальное распределение интенсивности турбулентности Tu . Обратите внимание, что радиальное положение r не имеет размеров относительно высоты лезвия.

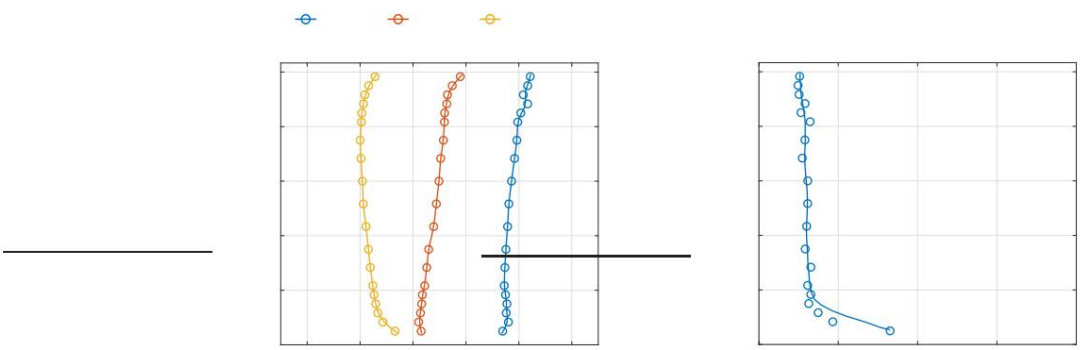


Рисунок 4. Усредненные по массе характеристики потока перед ротором. (а) Компоненты абсолютной скорости. (б) Интенсивность турбулентности.

Machine Translated by Google

Результаты показывают почти постоянную осевую скорость вдоль размаха лопаток с немного большими значениями при больших радиусах, где шаг лопаток больше, а массовый поток сталкивается с меньшим сопротивлением через ротор. Этот эффект приводит к большей положительной радиальной скорости в области кончика. Тангенциальная скорость имеет небольшие отрицательные значения из-за присутствия закрученного потока, созданного предыдущей фазой притока, что также описано Puddu et al. [12].

Измерения интенсивности турбулентности Tu позволяют предположить, что на входе в турбину при выходе потока из камеры, т. е. на фазе истечения, можно принять почти постоянное значение 3%. Более высокие значения были обнаружены вблизи стенок, особенно возле ступицы, где ротор имеет наибольшую прочность. Этот результат может быть полезен для правильной настройки численного моделирования аналогичных тематических исследований.

4.2. Структуры течения на выходе из турбины

Полная визуализация поля относительного потока за ротором представлена на рисунке 5 в виде контурных графиков составляющих относительной скорости. Карты скоростей были построены на основе распределений по шагам с наложением контуров лопастей для облегчения интерпретации.

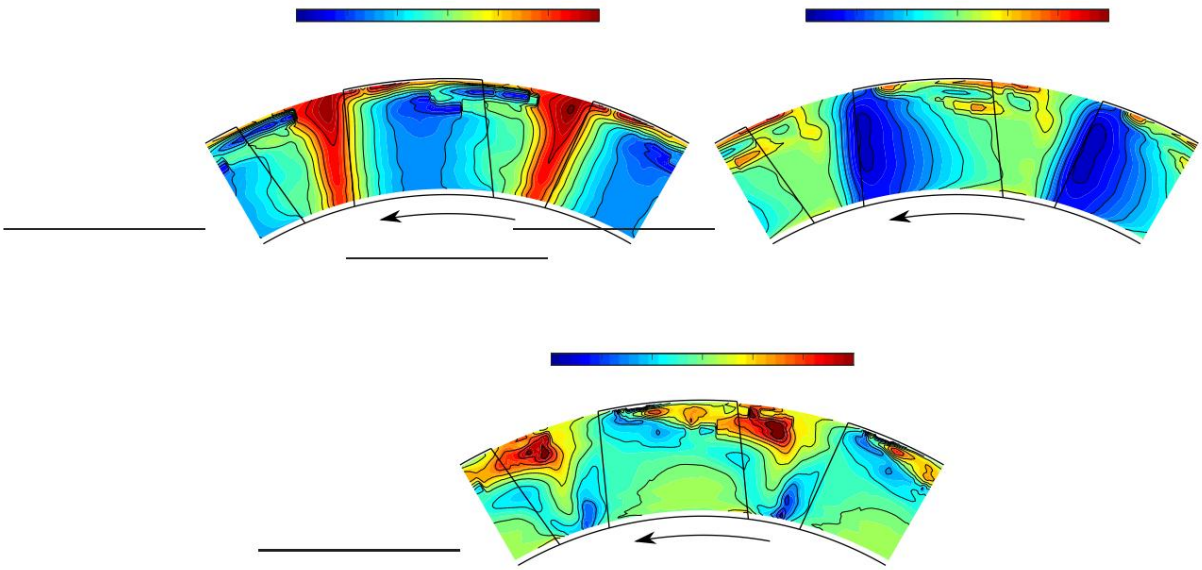


Рис. 5. Контурные графики составляющих относительной скорости за ротором в двух соседних лопаточных проходах. (а) Осевая скорость. (б) Тангенциальная скорость. (в) Лучевая скорость.

Карты дают общее представление о поле потока в лопаточной лопатке, которое тесно связано с необычным отклонением лопаток турбины Уэллса на 90 градусов. Фактически, карты на рисунке 5 представляют поток, который развивается на стороне всасывания лопастей, и типичная область следа за задней кромкой (TE) не может быть идентифицирована. Кроме того, взаимодействие следа, оторвавшегося от TE, с потоком на передней кромке (LE) соседней лопатки усложняет интерпретацию структуры течения.

Можно наблюдать, как поток утечки взаимодействует с чистым потоком вблизи задней кромки лопатки на больших радиусах, что приводит к искажению поля течения по всем компонентам скорости. Другой особенностью течения является близкая к нулевой составляющая осевой скорости в области, близкой к стороне всасывания лопатки, которая присутствует при таком высоком коэффициенте расхода, даже если полный срыв еще не достигнут. Как следствие, поток проходит через узкую окружную область, что можно определить по более высоким значениям Wz. Наличие вихревой структуры на больших радиусах легче определить, обратившись к радиальной составляющей скорости на рисунке 5в, которая показывает отрицательные

Machine Translated by Google

значения вблизи передней кромки, вероятно, из-за эффекта запирания лопасти. При движении к задней кромке на вершине лопатки образуется вихрь, который отрывается от лопасти, о чем свидетельствуют положительные значения радиальной скорости в зоне вблизи вершины. Вблизи задней кромки вихрь усиливается и затрагивает более широкую площадь, около 30% высоты лопасти.

Вблизи ступицы проходной вихрь, образующийся на напорной стороне, вынужден проходить в зоне уменьшенной окружности с более высокой осевой скоростью. Об этом можно судить по быстрым изменениям лучевой скорости от сильно положительных до сильно отрицательных значений, которые можно наблюдать в этой области. Этот вихрь также влияет на поле потока вблизи всасывающей стороны лопасти, поскольку эффекты встречного вихря не видны четко.

В более количественном представлении на рисунке 6 показаны компоненты относительной скорости, т.е. в осевом (Wz), радиальном (Wr) и тангенциальном направлении (Wθ), в различных положениях по окружности, безразмерные относительно шага лопасти t, и для трех разных радиальных положений. Также указаны местоположения TE и переднего края ~~LE, чтобы облегчить~~ чтение графиков, а также направление вращения.

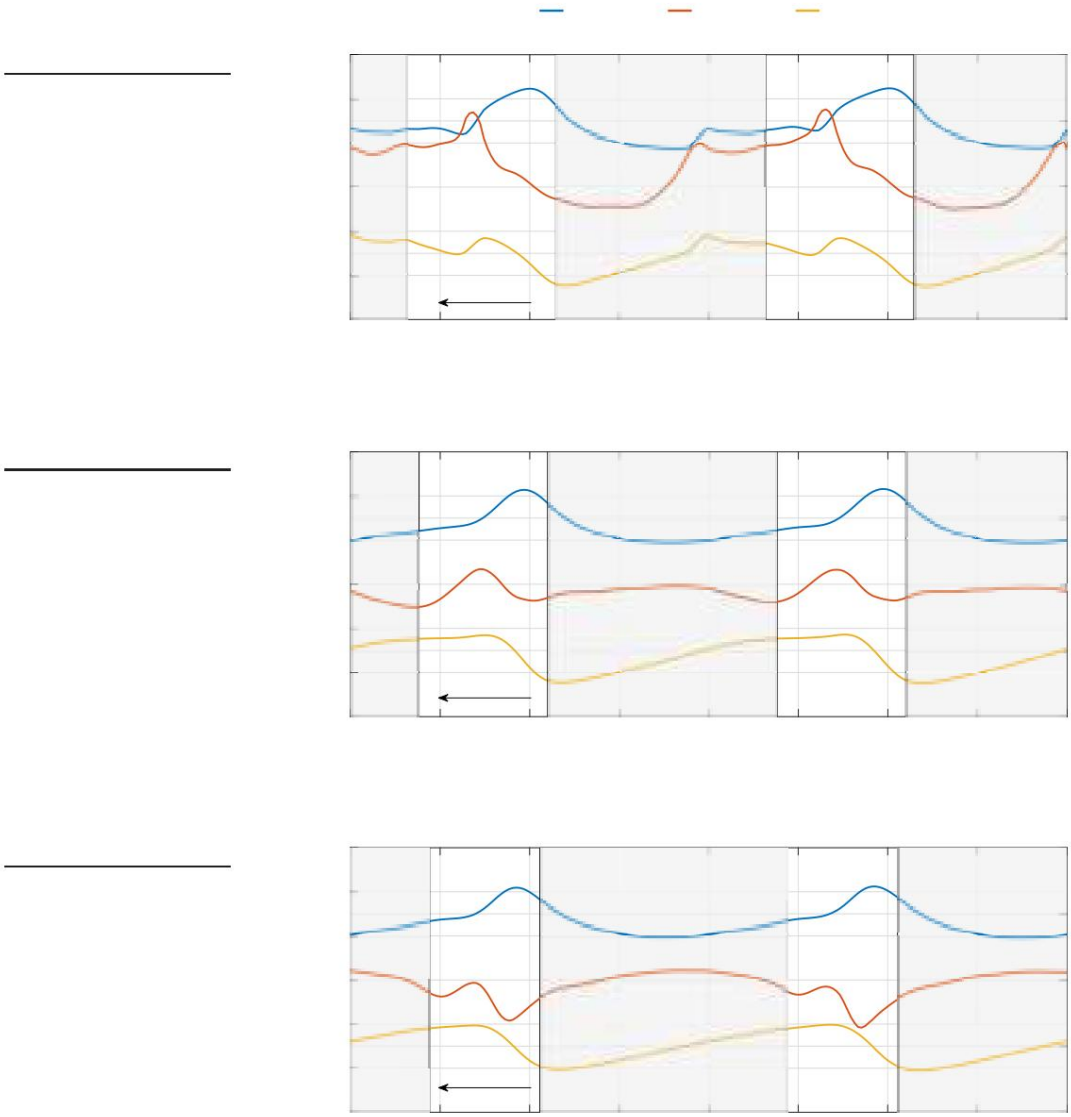


Рисунок 6. Окружное распределение компонентов относительной скорости за ротором при (а) 80% диапазона, (б) 50% диапазона и (в) 20% диапазона.

Machine Translated by Google

Осевая скорость имеет более высокие значения в области между двумя соседними лопастями с пиком вблизи LE по всему размаху лопасти, как также показано на рисунке 6a. Эта тенденция, не характерная для типичных осевых конфигураций турбин, обусловлена разносом лопаток на 90 градусов: массовый поток вынужден проходить через пространство между двумя соседними лопатками, создавая таким образом струю, близкую к LE, которая подает энергию следу, отсоединенному от TE предыдущего лезвия. При переходе от ступицы к области вершины, т. е. на рисунках 6a–в, более высокие значения Wz обнаруживаются в области струи, в то время как последняя имеет тенденцию занимать большую часть свободного пространства между двумя лопастями. Это связано с пониженной жесткостью ротора, что позволяет пропускать гораздо больший массовый поток. На распределение осевой скорости по тангажу большую часть влияет течение вдоль всасывающей стороны лопатки, где могут наблюдаться низкие значения, близкие к нулю. В районе вершины наблюдаются значения отрицательных осевых скоростей из-за наличия вихря утечки, занимающего большую часть лопатки.

Компонент радиальной скорости Wr показывает более низкие значения и ограниченные градиенты в областях ступицы и среднего размаха с отрицательными значениями в области между двумя лопастями, особенно при малых радиусах, как показано на рисунке 6c. Как градиенты, так и абсолютные значения Wr больше в области кончика, где наличие потока утечки сильно влияет на трехмерное поведение поля течения со значительной радиальной составляющей.

Тангенциальная составляющая скорости Wθ всегда отрицательна, как и ожидалось, и ее модуль плавно уменьшается от передней кромки к задней кромке, с более высокими градиентами вблизи передней кромки.

4.3. Радиальное распределение тангенциально

усредненного потока. Взвешенное по массе усреднение компонентов относительной скорости было выполнено в окружном направлении вдоль шага лопасти, чтобы вычислить их средние радиальные распределения, как показано на рисунке 7.

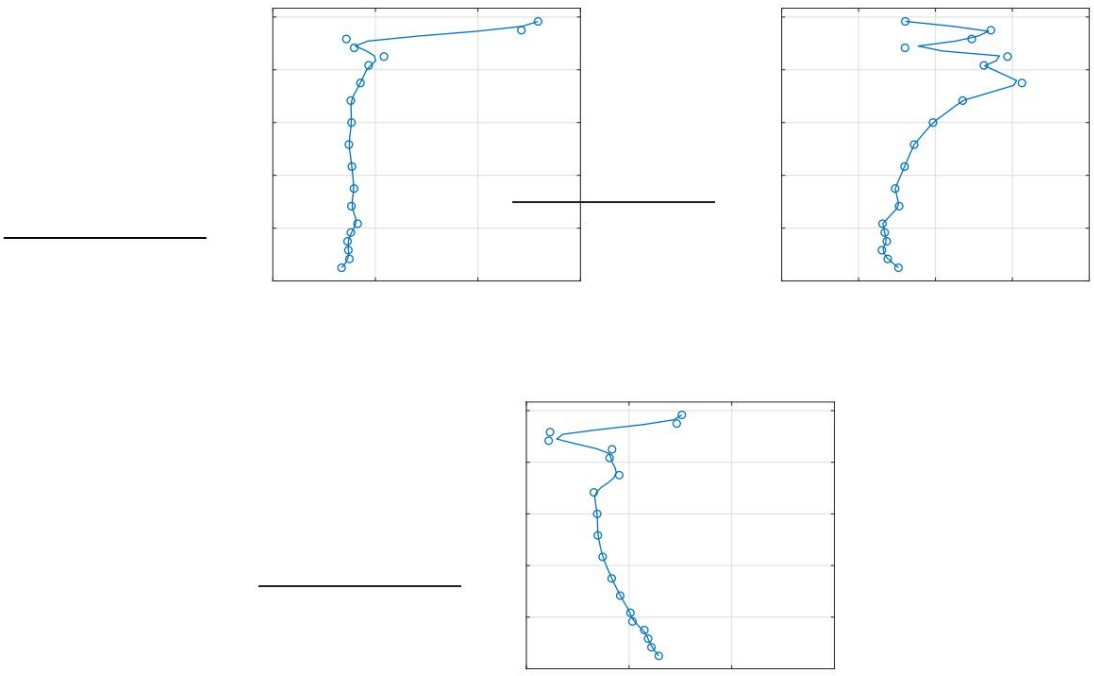


Рис. 7. Относительные компоненты скорости на выходе из турбины, усредненные по шагу лопаток. (а) Осевой компонент. (б) Радиальная составляющая. (в) Тангенциальная составляющая.

Радиальное распределение относительной осевой скорости Wz характеризуется практически постоянной величиной при r = 10–75%. В области кончика наблюдаются большие (положительные) значения Wz из-за

Machine Translated by Google

к потоку утечки, который затрагивает не менее 20% размаха лопатки. Эффекты нижней стенки можно наблюдать вблизи области ступицы. Эти эффекты можно лучше оценить по радиальной составляющей Wr , на которую влияют большие градиенты в области кончика, чем вблизи ступицы. Отрицательное значение Wr наблюдается от ступицы к середине пролета, где поток движется от больших радиусов к меньшим, что обусловлено более высокими потерями в области ступицы. Эта тенденция нарушается в верхней части высоты лопасти, в районе 60% размаха лопасти.

Эта положительная тенденция радиальной составляющей может быть оправдана, если принять во внимание поток утечки на конце, который значительно уменьшает высоту канала лопатки, через который может проходить чистый поток, что приводит к очень трехмерному поведению поля потока.

На основе усредненных распределений скоростей, показанных на рисунках 4 и 7, скорость на входе и выходе треугольники можно нарисовать, как показано на рисунке 8 , в трех местах по размаху.

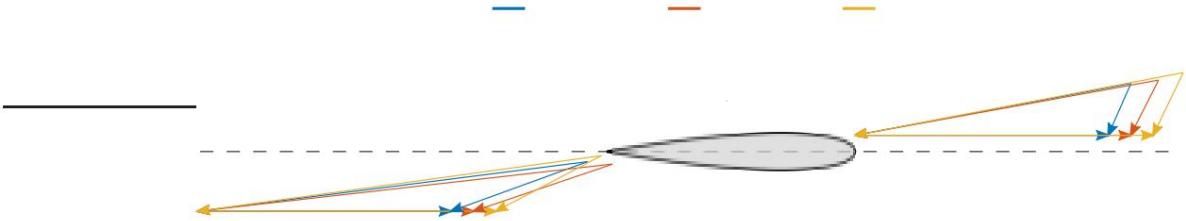


Рис. 8. Треугольники скоростей на входном и выходном участках ротора.

Это представление помогает выделить несколько интересных характеристик: (а) наличие вихря на входе, (б) неравномерное распределение массового расхода и (в) радиальное изменение работы Эйлера (связанное с различием в тангенциальных компонентах скорости между вход и выход ротора).

4.4. Характеристики

ротора Локальные характеристики оценивались на основе восстановленного поля потока на выходе из турбины с точки зрения безразмерного коэффициента работы Λ , который оценивается как отношение работы Эйлера к квадрату скорости кончика лопатки:

$$\Lambda = \frac{л}{\text{Совет U2}} \quad (1)$$

Коэффициент работы представлен на рисунке 9 в виде контурной карты двух соседних лопаток.

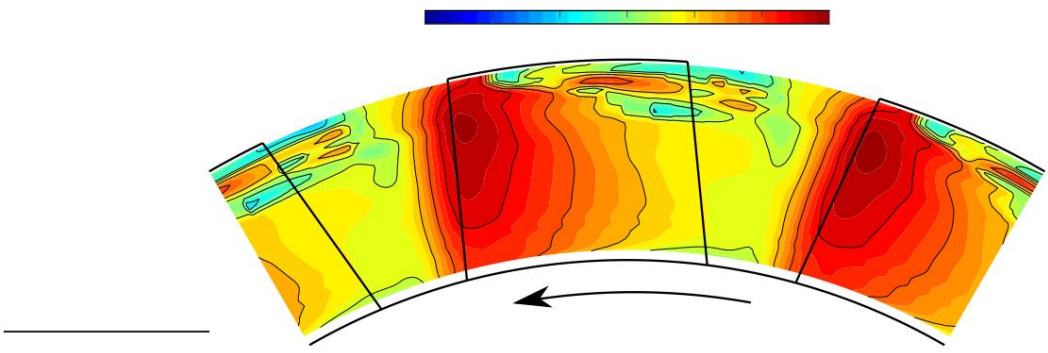


Рис. 9. Контурные графики коэффициента работы в двух соседних проходах лопаток.

Контурный график показывает, что область с наибольшей обменной работой расположена вблизи передней кромки и примерно на 40–80% размаха лопатки. Это значение имеет тенденцию уменьшаться до очень низких значений, но остается положительным, двигаясь от переднего края к заднему . Тогда в областях, характеризующихся наличием законцовочного течения утечки, т. е. на больших радиусах и вблизи задней кромки, коэффициент работы принимает очень низкие, близкие к нулю, зна

Machine Translated by Google

тем самым подчеркивая наличие высоких потерь. Результирующая выходная работа турбины снижается из-за наличия этой широкой области потерь; следовательно, эта локальная характеристика может помочь найти модификации геометрии ротора для повышения его эффективности. Чтобы лучше оценить влияние вихря утечки на наконечнике на выходную работу, на рисунке 10 показан коэффициент работы, усредненный по шагу лопасти по размаху лопасти.

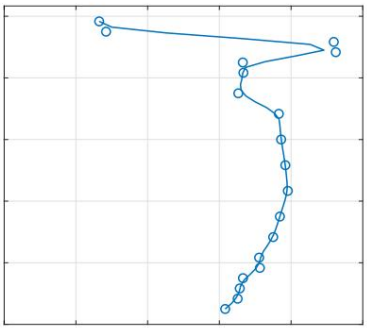


Рисунок 10. Коэффициент работы, усредненный по шагу лопастей.

Это представление делает более очевидным, что вредное влияние вихря утечки на снижение производительности занимает соответствующую часть высоты лопатки. Также кажется очевидным, что распределение коэффициента работы следует той же тенденции, что и тангенциальная скорость на рисунке 7c.

5. Выводы

Здесь представлено подробное экспериментальное исследование локального поля течения внутри ротора Уэллса . Высокочастотный отклик и низкая интрузивность зонда HWA позволили реконструировать поток по шагу лопатки и по ее размаху, как никогда раньше не делалось для турбины Wells. Основные результаты этого исследования можно резюмировать следующим образом:

- Было показано, что поток утечки из наконечника играет значительную роль в изменении распределения чистого потока после ротора; его взаимодействие с потоком на стороне всасывания создает вихрь в области вершины, охватывающий соответствующую часть канала лопаток, из-за относительно высокого соотношения ступицы к законцовке испытуемого ротора.
- Переменная жесткость ротора вдоль размаха лопаток способствует искажению поля потока на больших радиусах, поскольку поток движется к более высоким радиусам, где пространство между лопатками больше;
- Области, на которые влияет наличие вихря утечки, приводят к отрицательным значениям обменной работы, поэтому общая выходная работа ротора заметно снижается.

Настоящие экспериментальные результаты могут помочь определить модификации геометрии ротора , которые могут улучшить производительность турбины Уэллса. Более того, эти результаты могут предоставить весьма полезные данные для проверки численного моделирования.

Вклад автора: Концептуализация, ПП; методология, ФЛ и ПП; программное обеспечение, ФЛ и ПП; формальный анализ, FL и PP; расследование, ФЛ и ПП; курирование данных, FL и PP; письмо — подготовка оригинального черновика, FL; написание — рецензирование и редактирование, ФЛ, ТГ, ФК и ПП; визуализация, ФЛ, ТГ, ФК и ПП; надзор, ПП; администрация проекта, ПП. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Это исследование было проведено в рамках «e.INS — Экосистема инноваций для Сардинии следующего поколения», финансируемой Министерством университетов и исследований Италии в рамках Программы ЕС «Следующее поколение» (Национальный план восстановления и устойчивости — PNRR, M4C2, INVESTMENT). 1.5 — ДД 1056 от 23.06.202, ECS00000038). Данная рукопись отражает только взгляды и мнения авторов, ни Европейский Союз, ни Европейская Комиссия не могут считаться ответственными за них.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Machine Translated by Google

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу от соответствующий автор.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

Сокращения

Анемометр с термоанемометром HWA

Колеблющийся водяной столб OWC

Преобразователь волновой энергии WEC

Размерные характеристики

C	абсолютная скорость потока
c	хорда лезвия
Д	диаметр ротора
fl	частота вращения турбины
	= U(Cθ,1 Cθ,2) Работа Эйлера
Ω	угловая скорость
c	окружное положение
т	шаг лезвия

Два периода поршня

U периферийная скорость ротора

Скорость поршня Vp

W относительная скорость потока

Опыт	положение поршня
я	количество лезвий

Безразмерные свойства

Λ	коэффициент работы
ν	соотношение ступицы и наконечника
φ	коэффициент расхода
п ш	коэффициент падения давления
Re	число Рейнольдса
р	= (r rhub)/(rtip rhub) безразмерный радиус турбины
Т	коэффициент крутящего момента
Вт	интенсивность турбулентности

Нижние и верхние индексы

1	вход турбины
2	выход турбины
центр	ступица турбины
ЛЕ	передний край
р	радиальное направление
ссылка	эталонное значение
ТЭ	задняя кромка
	тангенциальное направление
наконечник п	наконечник турбины
я	осевое направление

Ссылки

1. Пелч, Р.; Фудзита, Р. Возобновляемая энергия океана. Март Политика 2002, 26, 471–479. [Перекрестная ссылка]
2. Адеринто, Т.; Ли, Х. Преобразователи энергии океанских волн: состояние и проблемы. Энергии 2018, 11, 1250. [CrossRef]
3. Фалькао, AFO Использование энергии волн: обзор технологий. Обновить. Поддерживать. Energy Rev. 2010, 14, 899–918. [Перекрестная ссылка]
4. Уэллс, А.А. Роторный преобразователь с жидкостным приводом. Патент BR 1595700, 13 ноября 1976 г.
5. Рагунатан, С.; Тан, КП; Омбака О.О. Производительность самовыпрямляющейся воздушной турбины Уэллс. Аэронавт. Дж. 1985, 89, 369–379. [Перекрестная ссылка]
6. Карран, Р.; Гато, LMC Характеристики преобразования энергии нескольких типов турбин Уэллса. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. Дж. Пауэр Энерджи 1997, 211, 133–145. [Перекрестная ссылка]
7. Падери, М.; Пудду, П. Экспериментальное исследование турбины Уэллса при двунаправленном потоке. Обновить. Энергия 2013, 57, 570–576. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

8. Торреси, М.; Стефаници, М.; Гурнари, Л.; Филианоти, П.; Кампорале, С. Экспериментальная характеристика нестационарного режима работы скважинной турбины, работающей при высоких коэффициентах расхода. В материалах 75-го Итальянского национального конгресса ATI, Рим, Италия, 15–16 сентября 2020 г.; Том 197, с. 08009. [Перекрестная ссылка]
9. Личери, Ф.; Гису, Т.; Камбули, Ф.; Пудду, П. Детальное исследование локального поля потока в турбине Уэллса, соединенной с симулятором OWC. Обновить. Энергия 2022, 197, 583–593. [Перекрестная ссылка]
10. Алвес, Дж.С.; Гато, LMC; Фалькао, AFO; Энрикес, JCC Экспериментальное исследование улучшения характеристик с помощью направляющих лопаток в средней плоскости в турбине Уэллса с бипланным ротором для преобразования волновой энергии. Обновить. Поддерживать. Energy Rev. 2021, 150, 111497. [CrossRef]
11. Личери, Ф.; Гису, Т.; Камбули, Ф.; Пудду, П. Экспериментальный анализ трехмерного потока в роторе турбины Уэллса. В материалах 15-й Европейской конференции по турбомашиностроению, статья №. ETC2023-148, Будапешт, Венгрия, 24–28 апреля 2023 г. Доступно онлайн: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/. (по состоянию на 21 мая 2023 г.).
12. Пудду, П.; Падери, М.; Манка, К. Аэродинамические характеристики турбины Уэллса при двунаправленном потоке воздуха. В материалах 68-го Итальянского национального конгресса ATI, Болонья, Италия, 11–13 сентября 2013 г.; Том 45, стр. 278–287. [Перекрестная ссылка]
13. Фудзита, Х.; Ковазнай, LSG. Измерение напряжения Рейнольдса с помощью одного вращающегося анемометра с горячей проволокой. Преподобный учёный. Инструменты 1968, 39, 1351–1355. [Перекрестная ссылка]
14. Не, Х. Измерение с помощью вращающегося наклонного датчика; Информация Дантек; Тонсбаккен 16–18 DK-2740 Сковлунде Дания; DANTEC Elektronik: Копенгаген, Дания, 1988 г.; стр. 9–12.
15. Пудду, П. Характеристики потока утечки на наконечнике после осевого вентилятора. В материалах Международного конгресса и выставки газовых турбин и авиационных двигателей ASME 1996 г. , Бирмингем, Великобритания, 10–13 июня 1996 г.; Том 1. Турбомашины. [Перекрестная ссылка]
16. Йоргенсен, Ф.Э. Направленная чувствительность проволочных и волоконно-пленочных зондов; Тех. Отчет DISA Information, № 11; DISA Elektronik A/S, DK-2740 Сковлунде, Дания; DANTEC Elektronik: Копенгаген, Дания, 1971 г.; стр. 11–31.
17. Лопес Пена, Ф.; Артс Т. Вращающийся наклонный термоанемометр в практическом использовании. В трудах 2-го Интернационала Конференция по экспериментальной механике жидкости (ICEFM '94), Турин, Италия, 4–8 июля 1994 г.; стр. 388–399.
18. Кинг, Л.В.; Барнс, НТ XII. О конвекции тепла от небольших цилиндров в потоке жидкости: Определение констант конвекции небольших платиновых проволок с применением к термоанемометрии. Филос. Пер. Р. Сок. Лонд. Сер. Содержать. Пап. Математика. Физ. Персонаж 1914, 214, 373–432. [Перекрестная ссылка]
19. Эрриу, Н.; Мандас, Н.; Пудду, П. Алькуне, соображения по оценке достоверности неверных данных с анемометром и файлом кальдо. В материалах VII конференции MIS-MAC, Куарту С. Елена, Италия, 21 апреля 2001 г.
20. Нурзия, Ф.; Пудду, П. Экспериментальное исследование вторичных потоков в вентиляторе с малым передаточным числом ступицы. В материалах Международного конгресса и выставки газовых турбин и авиационных двигателей ASME 1994 г. , Гаага, Нидерланды, 13–16 июня 1994 г.; Том 1. Турбомашины. [Перекрестная ссылка]
21. Личери, Ф.; Пудду, П.; Камбули, Ф.; Гису, Т. Экспериментальное исследование скважинной турбины с регулируемой скоростью для преобразования волновой энергии. В материалах 41-й Международной конференции ASME 2022 по океанической, морской и арктической инженерии, Гамбург, Германия, 5–10 июня 2022 г.; Том 8. Возобновляемая энергия океана. [Перекрестная ссылка]
22. Личери, Ф.; Камбули, Ф.; Пудду, П.; Гису, Т. Сравнение различных подходов к оценке эффективности турбин Уэллса. Дж. Жидкости Eng. 2021, 143, 051205. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Аэродинамика и герметизация нисходящего потока

Уплотнение обода ступицы в ступени турбины высокого давления

Филиппо Мерли [1], Николас Крайнц [1], Асим Хафизович [1], Мариос Патиниос [2] и Эмиль Гёттлих 1,*

[1] Институт тепловых турбомашин и динамики машин, Технологический университет Граца, Инффельдгассе 25A, 8010 Грац,
[2] Австрия GE Aviation, Фрайзингер Ландштрассе 50, 85748 Гархинг, Мюнхен, Германия * Адрес для переписки: emil.goettlich@tugraz.at

Аннотация: Целью работы является характеристика аэродинамического поведения уплотнения обода полости за ротором после ступицы в ступени турбины высокого давления (ТВД). Экспериментальные данные получены на Трансзвуковом испытательном турбинном стенде Технологического университета Граца: испытательная установка включает в себя две репрезентативные ступени турбины двигателя (последнюю ступень ТВД и первую ступень ТНД) с промежуточным каналом турбины между ними. Все полости статора-ротора снабжаются продувочными потоками от системы вторичного воздуха, имитирующей отбор воздуха из ступеней компрессора реального двигателя. Полость ступицы ниже по потоку НРТ снабжена настенными кранами и трубками Пито в различных радиальных и окружных местах, что позволяет выполнять измерения постоянного давления и концентрации затравочного газа для различных массовых расходов продувки и тактовых положений лопаток НРТ. Кроме того, для оценки нестационарного распределения давления используются миниатюрные датчики давления, а для получения дополнительной информации о структуре колесного пространства выполняется визуализация потока масла. Асимметрия давления в кольцевом пространстве зависит от синхронизации лопаток ТВД, но показано, что это оказывает незначительное влияние на минимальный массовый расход продувки, необходимый для герметизации полости. Однако профиль давления в ступице определяет распределение выхода полости в канале турбины. В нестационарном поле давления преобладают синхронные колебания лопаток. Несинхронных составляющих сопоставимой интенсивности не обнаружено.

Ключевые слова: полость; колесное пространство; удалять; уплотнитель обода; турбина; аэродинамика; эффективность концентрации; визуализация потока нефти

check for updates

Цитирование: Мерли, Ф.; Крайнц, Н.; Хафизович А.; Патиниос, М.; Гёттлих, Е. Аэродинамика и герметичность выходной втулки Кольцевое уплотнение в ступени турбины высокого давления. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 20. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030020

Академические редакторы: Тони Артс и Родольфо Бонтемпо

Поступила: 9 мая 2023 г.
Пересмотрено: 11 июня 2023 г.
Принято: 23 июня 2023 г.
Опубликовано: 10 июля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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 постоянных усилиях по достижению более высокого теплового КПД в современных турбовентиляторных двигателях за последние десятилетия значительно возросла температура на входе в турбину. Эта тенденция усиливает важность охлаждающих потоков как в турбинах высокого давления (HPT), так и в турбинах низкого давления (LPT). В современных турбовентиляторных двигателях внутренняя система вторичного воздуха перенаправляет жидкость из основного потока различных ступеней компрессора в полости статора-ротора турбины. Часть вторичного воздуха, часто называемая уплотняющим или продувочным потоком, используется для предотвращения попадания горячего основного газа через уплотнения обода, обычно расположенные между дисками ротора и платформами статора. Это помогает поддерживать внутреннюю температуру металла в пределах, обеспечивающих целостность и срок службы компонентов. Известно, что взаимодействие уплотнения и основного потока приводит к снижению эффективности т Следовательно, для конструкторов двигателей представляет интерес использование минимального массового расхода продувки для герметизации полостей. В то же время крайне важно исследовать аэротермическое поведение внутри полостей статора-ротора, чтобы понять механизм входа и выхода и еще больше снизить потери эффективности. Целью данного исследования является удовлетворение упомянутых потребностей дизайнеров путе

- оценка герметизирующих свойств уплотнения обода в полости за ротором ступицы (ВВД) ступени турбины высокого давления;
- характеристика аэродинамики внутри одной и той же полости ТВД.

Machine Translated by Google

Ступень ТВД интегрирована в характерную для двигателя двухступенчатую турбину, включая промежуточный канал турбины с поворотными стойками, чтобы гарантировать реалистичные условия, особенно с точки зрения числа Маха в кольцевом пространстве. Настенные краны расположены внутри DHC и на соответствующей платформе втулки статора для получения данных об эффективности давления и концентрации.
Кроме того, датчики нестационарного давления и визуализация потока масла используются для более глубокого понимания поля потока в полости. Анализируются несколько скоростей продувочного потока, а также несколько настроек синхронизации лопаток НРТ и стойки. Насколько известно авторам, сочетание описанных методов измерения с широким диапазоном условий эксплуатации, применяемых в таком соответствующем испытательном автомобиле, является уникальным явлением в открытой литературе по турбомашиностроению и, как ожидается, предоставит производителям двигателей оригинальную информацию.

2. Краткий обзор литературы.

По мнению Оуэна [1], попадание основного воздуха в колесное пространство может быть трех типов:

- Внешне вызванный, когда он вызван асимметрией потока в кольцевом пространстве (внешней), например, вызванные наличием лопаточного ряда в ступени турбины; • Ротационно-
индуцированный, когда вращающаяся жидкость в полости создает градиент давления , такой что радиальный истечение возникает вблизи ротора (дисковая накачка), а вход происходит вблизи стенки статора; • Комбинированное проникновение,
когда проникновение вызвано внешними и вращательными воздействиями, имеет одно и то же значение. порядок величины.

Вход с внешним приводом, как правило, является преобладающим типом в обычных турбинах, особенно с уплотнениями с одинарным ободом (уплотнения с двойным ободом могут демонстрировать проникновение, вызванное вращением, для внутреннего).

Учитывая пагубное влияние уплотняющего потока на эффективность турбины (Регина и др. [2] оценили падение на 0,8% на каждый процент расхода впрыска), многие исследователи сосредоточились на прогнозировании минимального расхода уплотняющего потока, необходимого для предотвращения проникновения извне, вызванного . Фадке и Оуэн [3] обнаружили, что для неосесимметричного внешнего потока минимальный безразмерный уплотняющий поток C0,min = m0,min/μb не зависит от вращательного числа Рейнольдса ReΩ и увеличивается с увеличением объемное число Рейнольдса в кольце, ReW.
Они также получили корреляцию между C0,min, ReW и максимальной безразмерной асимметрией давления CP,max:

$$C_{0,min} = 2\pi K G_c Re_W (0{,}5 \quad C_{P,max}) \, 0{,}5, \tag{1}$$

где параметр K = 0,6 обеспечивает хорошее соответствие уплотнениям различной геометрии в безлопастном и безлопастном корпусе. Бон и Вольф [4] использовали ту же корреляцию внутри турбинной установки с лопатками и лопастями. Они обнаружили более высокую зависимость K от протестированных конфигураций уплотнений. Хамабе и Исиба [5] предоставили один из первых примеров моделирования входа и выхода через отдельные отверстия, где соответствующие коэффициенты расхода были определены эмпирически. Многие исследовательские группы затем разработали и настроили модели отверстий для оценки характеристик уплотнения (среди других [1,6]).

Совсем недавно Скоби и др. В [7] исследовано взаимодействие выходного и основного потоков в выходной полости втулки ступени турбины. Они измерили асимметричное распределение выхода в кольцевом пространстве на краю зазора уплотнения, обусловленное профилем давления в кольцевом пространстве. Скоби и др. [8] количественно оценили повторное попадание продувочной жидкости из полости ступицы выше по потоку в полость ниже по потоку, используя измерения концентрации семенного газа. Они пришли к выводу, что нагнетаемый выше по потоку поток воздуха частично смешивается с потоком воздуха в кольцевом пространстве рядом с выходным уплотнением, уменьшая неблагоприятные последствия проникновения. В любом случае, многие экспериментальные работы по этой теме выполняются на установках, работающих на малых скоростях, с числом Маха в кольцевом пространстве примерно от M = 0,2 до 0,4 перед лопаткой несущего винта [9,10] и M < 0,2 после [7]. ,11].

С точки зрения нестационарного поля потока в полости во многих экспериментальных и численных исследованиях [12–15] были выявлены нестационарные вращающиеся структуры уплотнения обода, частота которых не связана с частотой прохождения лопатки или диска. Несмотря на точную природу этих структур, все еще

Machine Translated by Google

В ходе дискуссий их часто связывают с неустойчивостями Кельвина-Гельмгольца [16] или инерционными волнами [17] в области уплотнения обода. В своей обзорной статье Чу [18] заметил, что простые осевые уплотнения с большим зазором обычно демонстрируют более низкие несинхронные частоты, в то время как обратное справедливо для более сложных и герметичных уплотнений. Однако не вся доступная литература соответствует этой тенденции.

3. Экспериментальная установка

3.1. Установка и

испытательная машина Измерительная кампания полностью проводится на базе трансзвуковых испытательных турбин (TTTF) Технологического университета Граца (Институт тепловых турбомашин и динамики машин, ITTM). TTTF представляет собой двухкатушечный испытательный стенд непрерывного действия с разомкнутым контуром, исторически предназначенный для аэротермических исследований промежуточных корпусов турбин [19–21]. Основной поток к турбине подается компрессорной станцией мощностью 3 МВт , а всасывающий вентилятор мощностью 560 кВт , расположенный после испытательного участка, позволяет снизить и стабилизировать противодавление при изменении условий окружающей среды. В двухступенчатой схеме частота вращения вала высокого давления TTTФ регулируется радиальным тормозным компрессором, поток которого смешивается с потоком компрессорной станции в отстойной камере и затем подается в испытательный участок. Результирующее максимальное давление и массовый расход на входе в турбину составляют 4 бар и 22 кг/с соответственно. С другой стороны, скорость турбины низкого давления регулируется водяным тормозом мощностью 700 кВт.

Система вторичной подачи воздуха, питаемая электрическим компрессором мощностью 1,1 кВт , подает до 2,5 кг/ с продувочного воздуха в шесть различных линий с независимым контролем массового расхода и температуры. Каждая линия продувки соединена через независимые регулирующие клапаны с двумя резервуарами под давлением, содержащими CO2 и N2O соответственно. Они используются для засева потоков в полости и проведения измерений концентрации, как описано в разделе «Методы измерений» . Более подробную информацию о TTTF можно найти у Hubinka et al. [22] и Штайнер и др. [23].

Испытательный участок, на котором проводятся измерения, показан на рисунке 1. Он состоит из полностью продуваемой двухступенчатой турбины, аэродинамически представляющей последнюю ступень турбины высокого давления (ТВД), промежуточного газохода турбины и первая ступень турбины низкого давления (ТНД) в современном турбовентиляторном двигателе. В частности, количество лопаток и лопаток ступени ТВД обозначено как V и B1 соответственно, а B2 — количество лопаток ступени ТНД . Промежуточный канал турбины оснащен обтекателями S -образных стоек, которые объединяют функцию поворота ряда лопаток ступени LPT. Такая установка широко известна как лопаточная рама турбины (TVF) или поворотная средняя рама турбины. Стойки TVF перемежаются разделителями (SP), по два на каждый проход стойки, чтобы уменьшить нагрузку на стойки без чрезмерного засорения входного отверстия воздуховода. Ступень HPT имеет четыре полости статора-ротора: полости ступицы перед и после (UHC и DHC на рисунке) представляют собой уплотнения обода с радиальным зазором, а полости бандажа перед и после (USC и DSC) представляют собой непрерывные осевые пазы на 360°. Все они могут питаться независимыми продувочными потоками, а также полостями ступицы LPT. В целях данного исследования внимание сосредоточено на поле течения ДГК, которое на рисунке 1 выделено красным прямоугольником.

3.2. Геометрия полости и инструментарий

Подробная геометрия DHC показана на рисунке 2a, который также включает радиально-осевую компоновку инструментов полости. В таблице в правой части рисунка приведен список геометрических параметров, выполненных в безразмерном виде с использованием внутреннего радиуса кромки ротора b. Внутреннее осевое уплотнение с Gc,in > Gc,z гомогенизирует охлаждающую жидкость перед ее входом во внешнюю часть полости. Наконец, на рисунке 2b показано расположение приборов, представленных ниже, по окружности.

Machine Translated by Google

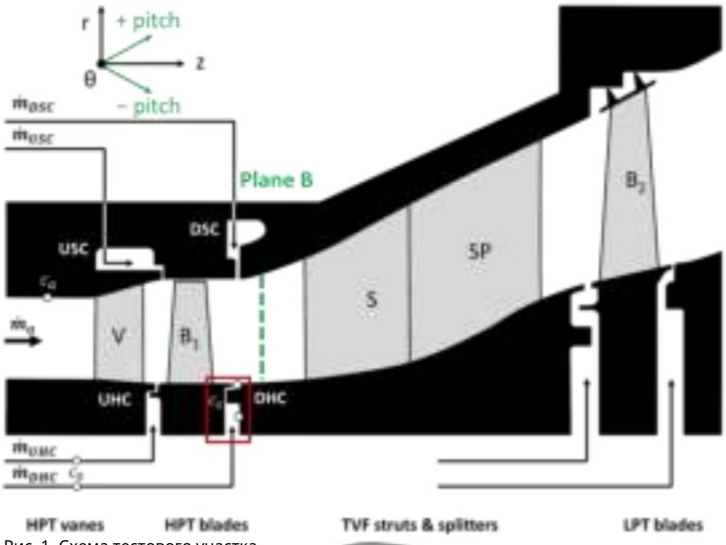


Рис. 1. Схема тестового участка.

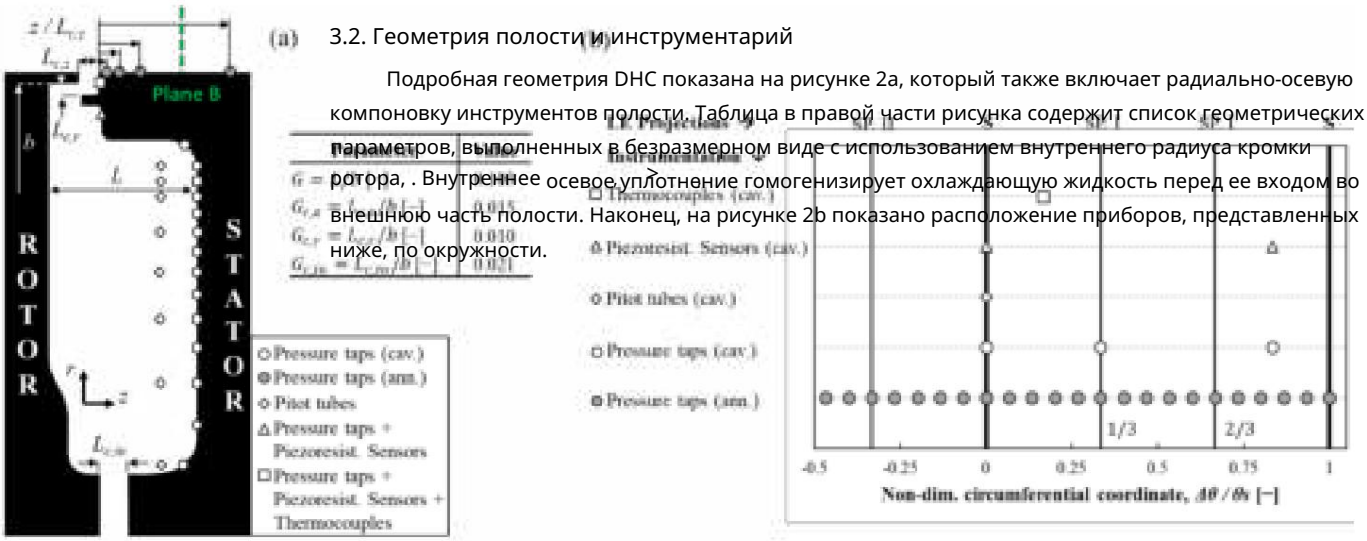
3.2. Геометрия полости и инструментарий

Подробная геометрия DHC показана на рисунке 2a, который также включает радиально-осевую компоновку инструментов полости. Таблица в правой части рисунка содержит список геометрических параметров, выполненных в безразмерном виде с использованием внутреннего радиуса кромки ротора, . Внутреннее осевое уплотнение гомогенизирует охлаждающую жидкость перед ее входом во внешнюю часть полости. Наконец, на рисунке 2b показано расположение приборов, представленных ниже, по окружности.

Рис. 1. Схема тестового участка.

3.2. Геометрия полости и инструментарий

Подробная геометрия DHC показана на рисунке 2a, который также включает радиально-осевую компоновку инструментов полости. Таблица в правой части рисунка содержит список геометрических параметров, выполненных в безразмерном виде с использованием внутреннего радиуса кромки ротора, . Внутреннее осевое уплотнение гомогенизирует охлаждающую жидкость перед ее входом во внешнюю часть полости. Наконец, на рисунке 2b показано расположение приборов, представленных ниже, по окружности.



(слева) и с

Рисунок 2. Схема расположения приборов в полости ступицы после ТВД: (а) радиальное распределение список соответствующих геометрических параметров (вверху справа); (б) распределение по окружности.

3.2.1. Измерения усредненного по времени давления

Значения статического давления внутри DHC получаются с помощью настенных кранов, расположенных на Платформа статора TVF. Доступны три радиальных ряда метчиков, расположенных по окружности в соответствии с передней кромкой стойки (LE), разделителем I LE и средним проходом разделителя II стойки . С точки зрения безразмерных окружных координат они находятся в

θS/θS = (θ θLE,S)/θS = 0, 1/3, 5/6 соответственно, где θS = 2π/S — шаг стойки.

Рисунок 2. Схема расположения приборов в полости ступицы после ТВД: (а) радиальное распределение (слева), где a и θLE,S — положение стойки LE. Каждый массив кранов состоит из 16 элементов (белого цвета). список соответствующих геометрических параметров (вверху справа); (б) распределение по окружности.

круги), распределенные между x = 0,74 и x = 1, где x = r/b — безразмерная

радиальная координата. При θS/θS = 0 радиальная решетка трубок Пито размещается в соотв.

Machine Translated by Google

С помощью некоторых настенных отводов для измерения давления отбирайте поток на расстоянии 10 мм от стенки статора, как показано белыми ромбами на рисунке 2a. На платформе-концентраторе TVF четыре окружных массива с 23 отводами давления на стенках каждый (серые кружки) охватывают расстояние 1,5 · θS в безразмерных осевых координатах z/Lc,z = 0,28, 0,71, 2,12, 6,36. Усредненные по времени значения давления регистрируются с помощью сканеров давления NetScanner 9116 (полное отклонение 30 фунтов на квадратный дюйм, погрешность ±0,05% от полного диапазона). Для каждой рабочей точки и места измерения 30 значений отбираются с частотой 5 Гц, а затем усредняются для получения желаемых показаний давления.

3.2.2. Измерения концентрации

Измерения концентрации проводятся для расчета эффективности концентрации ε . После подачи продувочного потока DHC настенные краны давления (белые и серые кружки на рисунке 2a) можно подключить к газоанализатору для получения значений концентрации. В этой экспериментальной кампании используется газоанализатор Siemens Ultramat 6E. Его двухканальная конфигурация позволяет одновременно измерять концентрацию двух семенных газов (CO2 и N2O) в одной и той же пробе воздуха. Каналы калибруются с использованием N2 в качестве нулевого газа, а анализатор хранится в шкафу с кондиционированием воздуха, чтобы исключить влияние изменений температуры окружающей среды. Концентрация в каждой точке измерения представляет собой среднее из 5 значений, полученных при частоте 1 Гц. Можно принять распространяемую неопределенность эффективности: примерно равную 0,003 для ε < 0,1, линейно изменяющуюся от 0,003 до 0,013 для 0,1 ε 1. Более подробную информацию о методике измерения предоставили Patinios et al. [24].

3.2.3. Измерения давления с временным разрешением

Нестационарное поле давления в DHC оценивается с помощью двух радиальных комплектов миниатюрных пьезорезистивных преобразователей Kulite XCQ-062-25D (FS 25 psi). Один комплект размещается перед стойкой LE (θS/θS = 0), а другой — при θS/θS = 1/3, перед передней кромкой сплиттера I. Каждый массив включает в себя три датчика с координатами x = 0,92, 0,98, 1, представленными белыми треугольниками на рисунке 2a. Нестационарные сигналы усиливаются с помощью Endevco Model 136 , а затем регистрируются с помощью устройства ввода-вывода NI PCI-6123 вместе с энкодерами. Частота и длительность дискретизации 500 кГц и 2 с. Наконец, расширенная неопределенность, связанная с измерениями давления с временным разрешением, оценивается как ±0,2% полной шкалы.

3.2.4. Визуализация потока нефти

Для иллюстрации поверхностного течения на стенках полости и на платформе втулки ТВФ после аэродинамических и концентрационных испытаний проводится визуализация течения масла. Как только желаемый рабочий режим установлен, вязкая смесь моторного масла и диоксида титана (TiO2) одновременно впрыскивается в DHC через 10 настенных кранов, показанных на рисунке 2a. Смесь должна быть достаточно жидкой, чтобы ее можно было переносить поверхностным потоком через стенку статора, очерчивая траектории напряжения сдвига. При этом смесь должна быть достаточно вязкой, чтобы ее не сдуло потоком сразу же при попадании в испытательный участок. Примерно через 20 минут, когда масло высохнет и пигмент зафиксируется , установку выключают, разбирают и документируют фотографиями.

3.3. Условия эксплуатации

Считается, что широкий диапазон условий эксплуатации полностью характеризует номинальное и нерасчетное поведение DHC. Более конкретно, коэффициент потока в кольцевом пространстве и вращательное число Рейнольдса.

$$КФ = \frac{ReB}{ReOm} = \frac{Вт}{} \text{ и } Re\Omega = \Omega b\ \mu\ \frac{\rho\Omega b}{}^{2} \quad (2)$$

поддерживаются постоянными, в то время как исследуются 15 различных скоростей потока уплотнений, начиная от от PFR = 0 до PFR = 2, где

$$ПФР = \frac{\dot{м}0}{\dot{м}0,номинальный} \quad (3)$$

Machine Translated by Google

индекс 0 относится к массовому расходу продувки, впрыскиваемому в рассматриваемую полость.
Массовый расход на входе в кольцевое пространство измеряется двумя расходомерами Вентури (погрешность ±2%),
количественная оценка потоков главной компрессорной станции и тормозного компрессора ТВД к турбине
прием. Скорость нагнетания в полость определяется с помощью расходомеров McCrometer V-Cone.
(±0,5%), по одному на каждую линию подачи продувки. По безразмерным параметрам уплотнения
и параметры турбулентного потока,

$$\Phi 0 = \frac{C0}{2\pi GcReOm} = \frac{м0/(мкб)}{2\pi GcReOm} \text{ и } \lambda T = C0Re \quad 0{,}8^{\text{эм}} \tag{4}$$

вышеупомянутый интервал PFR соответствует Φ0 = от 0 до 0,135 и λT = от 0 до 0,249.

В таблице 1 приведены условия эксплуатации пяти рассмотренных режимов работы.
баллы (ПФР = 0, 0,5, 1, 1,5, 2). Номинальные (PFR = 1) значения Φ0 и λT соответствуют
предсказание C0 ,min из простого соотношения

$$C0,min = 0{,}61Gc,rReOм, \tag{5}$$

первоначально разработан Бэйли и Оуэном [25] для уплотнений обода с осевым зазором и без кольцевого пространства.
поток. Согласно Дейли и Нису [26], проверенный коэффициент зазора G и вращательный Рейнольдс
числа ReΩ гарантируют турбулентное течение в колесном пространстве с отрывом пограничных слоев.
Соотношение температур полости и кольцевого пространства ограничивается диапазоном от 0,9 до 1,1, в зависимости от
ПФР. Примечательно, что при варьировании параметров ДГК Φ0 и λT
поддерживается на номинальном уровне для других продуваемых полостей ТВД и ТНД на протяжении всего
все рассмотренные тестовые случаи. Общая температура на входе, общее давление на входе-выходе
соотношение, а скорости вращения двух роторов также остаются постоянными для всех испытаний,
с погрешностью ±0,3 C, ±0,5% и ±0,1% соответственно. Что касается основного потока
величин, число Маха в кольце составляет примерно M 0,5, что намного выше, чем
значения указаны в [7,11].

Таблица 1. Условия эксплуатации исследуемого потока.

Случай	ПФР = 0	ПФР = 0,5	ПФР = 1	ПФР = 1,5	ПФР = 2
КФ [-]			0,653		
ReΩ [ ]			3,22 × 106		
Φ0 [ ]	0	0,034	0,068	0,100	0,135
λT [ ]	0	0,062	0,125	0,185	0,249

В дополнение к изменению PFR исследуются четыре различных положения синхронизации
лопаток НРТ . Лопасти НРТ фактически установлены на вращающемся корпусе, что позволяет операторам
изменить взаимное смещение стойки-лопасти и изучить его влияние на поле течения в полости. Проанализированные
случаи синхронизации, схематически изображенные на рисунке 3, таковы: θV/θV = (θ θdes,V)/θV = 0, 0,2, 0,45, 0,7,
где θV = 2π/V — шаг лопатки ТВД, а θdes,V — расчетное исходное положение. На
сравнение результатов различных радиальных решеток в DHC (с фиксированным и НРТ одинаковым
временем, исследования синхронизации стойки проводятся путем сравнения результатов разных
положения синхронизации ротатек)
радиальные решетки в DHC (с фиксированным положением синхронизации лопаток PFR и HPT).

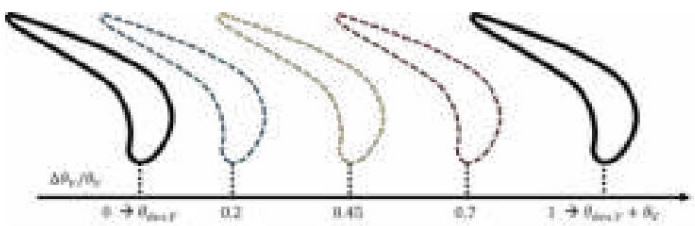


Рис.33 Схема исследуемых положений синхронизации лопаток ТВД.

4. Методология

Значения статического давления, полученные от кранов, перечисленных в предыдущем
разделе, выражаются через коэффициент давления:

$$= \quad _{0,5\ Ом2\ 2}, \tag{6}$$

где — эталонное значение давления, выбранное произвольно авторами и по согласованию.

Machine Translated by Google

4. Методика

Значения статического давления, полученные от кранов, перечисленных в предыдущем разделе, выражаются через коэффициент давления:

$$CP = \frac{P \quad Pre\ f}{0{,}5\rho\Omega 2\ b\ 2}, \tag{6}$$

где Pre f — эталонное значение давления, произвольно выбранное авторами и сохраняемое постоянным во всех условиях эксплуатации. Однако выбранные измерения отличается между Pre f внутри («cav.» на рисунке 2b) и снаружи («ann.») DHC. Тангенциальная скорость внутри потока невязкой сердцевины в полости рассчитывается по формуле

$$V\theta = \sqrt{\frac{}{2(\Pi T \quad \Pi)\ \rho}}, \tag{7}$$

используя показания трубок Пито и соответствующих настенных датчиков давления. Коэффициент вихря затем рассчитывается следующим образом:

$$\beta = \frac{V\theta}{\Omega r} \tag{8}$$

Согласно теории ISRE (Isentropic Simple Radial Equilibrium) [27], уравнение радиального момента для вращающегося ядра возвращает

$$\frac{1}{\text{доктор р}}\frac{\text{дП}}{} = \frac{\text{В}\theta^{2}}{\text{р}}, \tag{9}$$

которое можно проинтегрировать по зондируемой радиальной протяженности (x = 0,74 1), чтобы получить другое выражение для коэффициента закрутки, в данном случае основанное только на распределении статического давления на стенке:

$$CP,x=1 \quad CP,x=0{,}74 = 2\int_{x=0{,}74}^{x=1} x\beta^{\ 2\ \text{дкс}} \tag{10}$$

Изменения окружного давления, измеренные с помощью комплектов настенных кранов на TVF. платформы, связаны с сочетанием двух источников: • распространения

давления вниз по потоку от лопаток ТВД; • потенциальное воздействие стойки TVF вверх по потоку.

Мерли и др. [28] показывают, что влияние разделителей вверх по потоку незначительно в плоскости B, близкой к местам, исследованным в этой статье. Чтобы оценить влияние лопаток ТВД одной из стоек на распределение давления платформы ступицы TVF, вводится аналитическая модель. Модель (аналогичная модели, показанной в [28]) интерпретирует профиль окружного давления как суперпозицию двух синусоидальных вкладов, лопаток ТВД и стоек ТВФ, с различной амплитудой k, фазовым сдвигом φ и периодичностью:

$$CP(\theta) = \overline{CP} + kV\cos[V(\theta + \varphi V)] + kS\cos[S(\theta + \varphi S)] \tag{11}$$

Модель адаптируется к экспериментальным данным в MATLAB [29] с использованием нелинейной процедуры наименьших квадратов для оценки значений kV, kS, φV и φS. Следует отметить, что геометрическая синхронизация лопастной стойки известна, поэтому φV и φS ограничены значениями ±θV/2 и ±θS/2 вокруг соответствующего геометрического значения: это решает неопределенность, связанную с периодической природой синусоидальной функции, в то время как сохраняя определенную гибкость φV и φS для учета неосевого распространения полей давления лопаток и стоек. Стоит также отметить, что на диаграммах, показывающих изменения величин по окружности, положительное направление θ направлено против вращения ротора, как показано на

Профили эффективности концентрации, представленные в разделе «Результаты и обсуждение», получены из

$$\varepsilon = \frac{cc - ok}{c0 - ok}, \tag{12}$$

Machine Translated by Google

где cs — концентрация затравочного газа, полученная из отобранной пробы воздуха в испытательной секции, c0 — концентрация затравочного газа в линии подачи продувки (перед полостью) и ca — концентрация затравочного газа в кольцевом потоке (не искусственно засеянная) . Места измерения c0 и ca указаны на рис . 1. ε = 1 означает, что cs = c0, т.е. в образце присутствует неразбавленный уплотняющий поток, а ε = 0 (cs = ca) означает отсутствие питания затравочной полости . Значения в диапазоне 0 < ε < 1 указывали на наличие в отобранном воздухе продувочного потока, разбавленного основным потоком.

Наконец, нестационарные показания давления пьезорезистивных датчиков отображаются как безразмерные колебания давления:

$$C_{P}(\tau) = \frac{\Pi(\tau) - \overline{\Pi}}{Pre\,f} \quad (13)$$

и они проиллюстрированы в частотной области после применения дискретного преобразования Фурье (ДПФ).

5. Результаты и обсуждение.

Раздел «Результаты и обсуждение» разделен на три подраздела: первый описывает усредненное по времени поле внутри DHC; второй — усредненные по времени измерения на платформе статора после ЦТ; третий — нестационарное поле давления, характеризующее ДГК.

5.1. Усредненный по времени поток внутри ЦТК

5.1.1. Влияние расхода уплотняющего потока

На рис . 4a показано влияние ПФР на радиальный профиль коэффициента давления при θS/θS = 0. Средний уровень давления в полости увеличивается с увеличением массового расхода продувки, а наклон профилей уменьшается с увеличением впрыска теплоносителя. Оба эффекта уменьшают попадание кольцевого потока в пространство колеса, улучшая характеристики уплотнения. Если обратить внимание на краны в точках x = 0,98 и x = 1, соответственно, внутри и снаружи кромки уплотнения, можно увидеть большую разницу давлений CP,x=1 CP,x=0,98 > 0 для PFR = 0, что указывает на важное проглатывание. основного потока реки. Градиент давления постепенно уменьшается, приближаясь к PFR = 2, где разница становится отрицательной, что позволяет предположить, что проникновение локально подавлено. Между двумя крайностями должна быть возможность найти минимальную скорость продувочного потока, которая максимизирует эффект

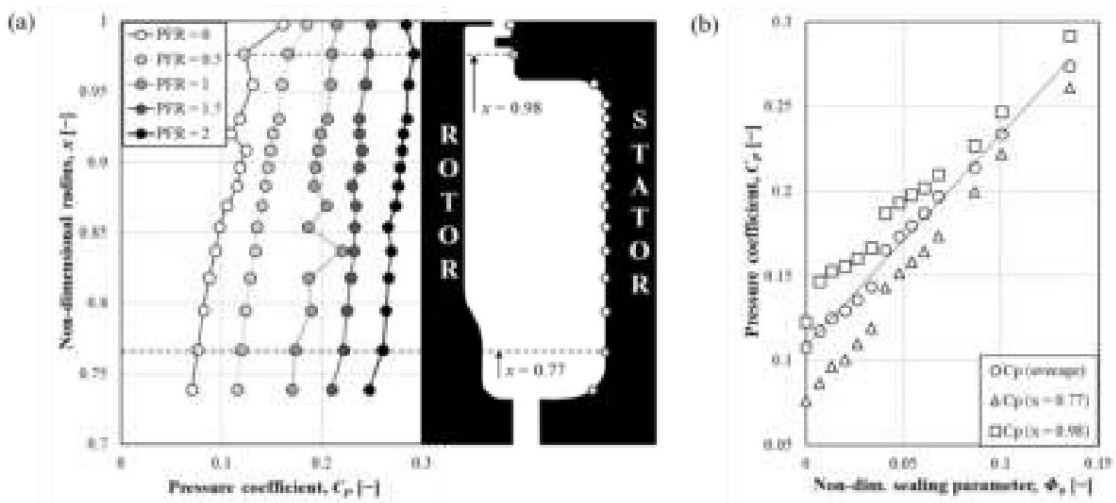


Рисунок 4. Коэффициент давления внутри ДГК: (а) радиальные профили с различным PFR. Получены данные потока при = 0 и = 0,95 = 0,(б) коэффициент давления в зависимости от параметра расхода уплотняющего потока, средние радиальные и локальные значения при = 0,77, 0,92. Рисунок 4. Коэффициент давления внутри DHC: (a) радиальные профили с различным PFR. Данные собираются при θ/θS = 0 и θ/θS = 0,(b) коэффициент давления как функция расхода уплотняющего потока, радиальные средние и локальные значения при x = 0,77, 0,92).

Радиальное развитие коэффициента закрутки DHC показано на рисунке 5a. Максимальные значения достигаются при = 0 (белые кружки), с общим уменьшением коэффициента закрутки поперек при более высоких значениях s. Об этой тенденции сообщили, среди прочего, Sangan et al. [30] и Патиниос и др. [31] для нескольких конфигураций уплотнений. Для случая без впрыска среднее значение между = 0,79 и = 0,89 составляет 0,41, приближаясь к теоретическому (0,44).

Machine Translated by Google

На рис . 4б показано изменение усредненного по радиусу коэффициента давления в зависимости от безразмерного параметра уплотнения (белые кружки). По соглашению с Beard et al. [15], данные представлены прямой линией (коэффициент детерминации линейной регрессии равен

Рис. 4. Коэффициент давления внутри ДГК: (а) радиальные профили с различным PFR. Полученные данные хорошо при Δ /=0 и Δ /=0; (б) коэффициент давления в зависимости от параметра расхода уплотнения : 2 R

= 0,9931). Такая линия является хорошей оценкой тренда по всей радиальной протяженности, особенно

этер (радиальные средние и локальные значения при = 0,77, 0,92).

при высоких скоростях впрыска. Фактически маркеры CP,x=0,77 (белые треугольники) и CP,x=0,98 (белые треугольники)

квадраты) заключены в относительно узкие интервалы вокруг средних значений

минимальное отклонение. Радиальное развитие коэффициента закрутки DHC β показано на рисунке 5а.

радиальные значения достигаются при = 0 (белые кружки), при общем уменьшении закрутки,

максимальные значения достигаются при ПФР = 0 (белые кружки), при общем уменьшении

соотношение поперек при более высоких s. Об этой тенденции сообщили, среди прочего, Санган и

ал. [30] и Патинио и др. [31] для нескольких конфигураций уплотнений. В случае без инъекции

Sangan et al. [30] и Патинио и др. [31] для нескольких конфигураций уплотнений. Для случая без

среднее значение между = 0,79 и = 0,89 составляет 0,41, приближаясь к теоретическому (0,44)

впрыску, среднее значение β между x = 0,79 и x = 0,89 составляет 0,41, приближаясь к теоретическому

и экспериментальные значения (0,45), найденные Дейли и Несе [26] в закрытом вращающемся диске

(0,44) и экспериментальные значения (0,43), найденные Дейли и Несе [26] в закрытом вращающемся диске.

при подобных и At = 0,74 и = 0,93 профиль расходится с теоретико-кругом с аналогичными G и ReΩ. При

x = 0,74 и x = 0,93 профиль расходится с

ный порог из-за близости к внутреннему и внешнему уплотнениям соответственно. Теоретический порог

завихрения из-за близости к внутреннему и внешнему уплотнениям соответственно.

данные о соотношении на рисунке 5а основаны на Пито, что означает, что они получены из обоих статических

данных. Данные о коэффициенте закручивания на рисунке 5а основаны на Пито, что означает, что они получены из обоих

и измерения полного давления согласно уравнениям (7) и (8).

измерения статического и полного давления согласно уравнениям (7) и (8).

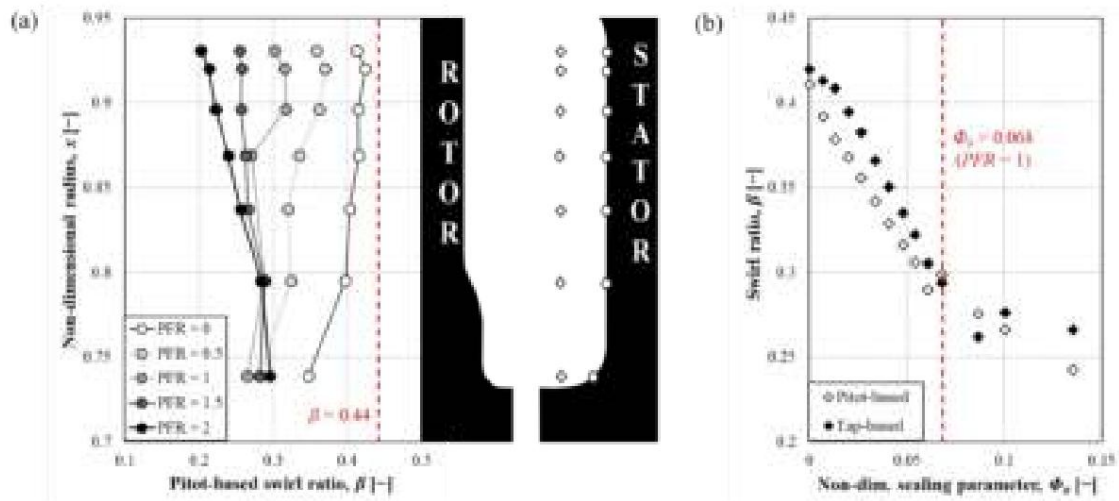


Рис. 5. Коэффициент закрутки внутри DHC: (а) радиальные профили с различным PFR. Данные собираются при

Δ =0 и Δ =0,1; (б) усредненный по радиусу коэффициент закручивания как функция параметра расхода уплотняющего потока

параметр (расчет на основе Пито и отвода).

На рисунке 5b показано сравнение коэффициента закрутки на основе Пито (белые ромбы) и

коэффициента закрутки, рассчитанного по уравнению (9), т.е., чисто

кругов, усредненное по радиусу) и коэффициент закручивания, оцененный по уравнению (9), т. е. исключительно на

основе показаний настенных кранов (черные ромбы). Результаты на основе Пито и отвода

по показаниям настенных кранов (черные ромбы). Результаты на основе Пито и отвода хорошо

согласуются, показывая одинаковую реакцию на изменение PFR . Когда происходит герметизация

находятся в хорошем согласии, показывая одинаковую реакцию на изменение. При увеличении потока

коэффициент закрутки резко падает до Ф0 0,068 (PFR = 1), где

обе кривые сглаживаются.

5.1.2. Эффект синхронизации лопастей и стоек

На рисунке 6а представлены профили коэффициента давления внутри DHC для испытанного HPT.

схемы синхронизации лопаток при PFR = 0 и PFR = 1. Данные собираются при θS/θS = 0,

т. е. с отводами, совмещенными со стойкой LE. Эффект синхронизации лопастей может проникнуть в DHC.

до x 0,96 без инъекции, а при x < 0,96 все случаи синхронизации схлопываются на

тот же профиль. При PFR = 1 проникновение меньше (до x 0,98) и максимальный

Изменение CP , вызванное тактированием, меньше. Хотя влияние личности

позиции синхронизации остаются неясными, случай θV/θV = 0,7 (квадратные маркеры) характеризует

самое высокое давление при x = 1 для обоих условий продувки.

Machine Translated by Google

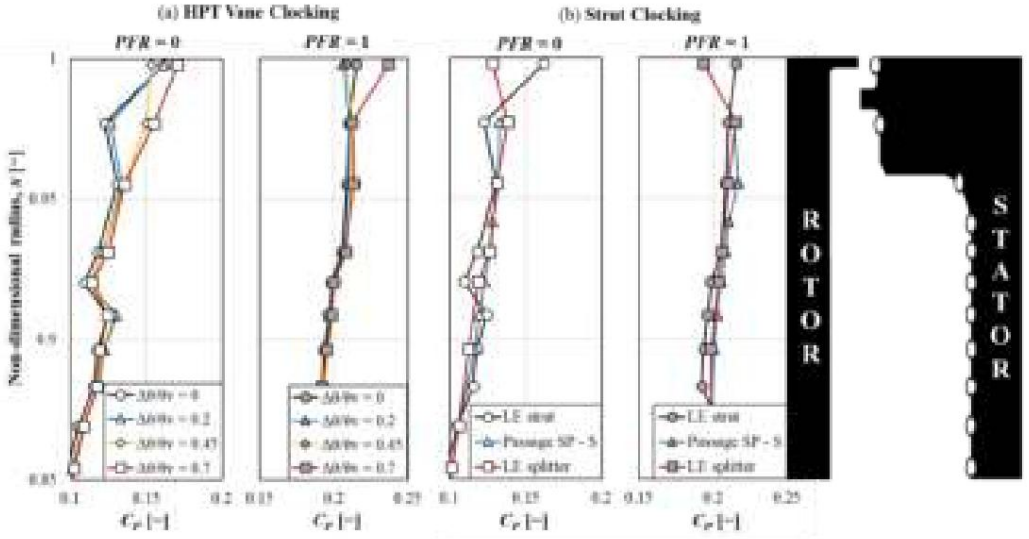


Рис. 6. Профили коэффициента радиального давления внутри DHC: (a) с различной синхронизацией лопаток ТВД (θV/θV) и (b) с изменяющейся тактовой частотой стойки (). Данные при PFR = 0 (слева) и = 1 (справа) показаны для обоих случаев.

Эффект синхронизации стойки оценивается на рисунке 6b при PFR = 0 и PFR = 1. В этом случае положение лопатки ТВД остается номинальным (θV/θV = 0). Проникновение появляется для тактирования стойки, чем для синхронизации лопаток, при этом возмущения обнаруживаются до 0,91 при PFR = 0. Опять же, уплотняющий воздух стремится подавить влияние тактирования на тактирование в полости, уменьшая максимальное изменение ЦП и его проникновение в полость, о чем свидетельствуют радиальные линии PFR = 1. Давление измеряется перед стойкой LE (квадратные маркеры), всегда превышает давление в середине прохода сплиттера II-стойки (круглые метки-маркеры) для x = 1 из-за эффекта потенциала стойки (отвод сплиттера LE недоступен для сравнения). Хотя это и не показано в статье, данные при PFR = 2 также собираются и анализируются, что подтверждает качественные тенденции, наблюдаемые между режимами без продувки и номинальными условиями, как с точки зрения лопасти ТВД, так и с точки зрения тактовой частоты стойки.

5.1.3. Герметичность

Эффективность герметизации, рассчитанная по отбору проб жидкости ДГК из кранов статора при x = 1 (белые маркеры) и x = 0,93 (черные маркеры) изображены на рисунке 7a как функция параметр потока уплотнения для всех протестированных потоков продувочной массы. Как и ожидалось, эффективное значение обычно увеличивается с увеличением Ф0, а значения, полученные за пределами уплотнения обода, обычно равны значениям внутри полости, взятым при том же PFR. Все представленные наборы данных, различным конфигурациям синхронизации лопастей НРТ, показывают плато для Ф0 > 0,068. Ф0 > 0,068 (= 1). Таким образом, это значение может быть связано с минимальным расходом уплотнения, предотвращающим проникновение (Ф0 = Ф0,min 0,068). Максимальная эффективность при x = 1 составляет ε 0,90 < 1, демонстрируя, что за пределами кромки статора поток в кольцевом пространстве проникает в ротор-статор. зазор даже при больших расходах продувочной массы. С другой стороны, максимальная эффективность при x = 0,93 соответствует ε = 0,99 1 (в пределах погрешности анализатора). Поэтому уплотнение обода способен, при подходящей подаче продувочного воздуха, гарантировать полностью герметичную работу в пространство для колес. Тот факт, что Ф0,min находится вблизи номинального случая, означает, что DHC правильно спроектирован для предотвращения попадания горячего потока в кольцевое пространство при нормальной эксплуатации. условиях без впрыска чрезмерного количества охлаждающей жидкости, что могло бы снизить эффективность турбины. Ф0,min , полученное в этой работе, значительно превышает значение, полученное Scobie et al. [7] для аналогичный ДГК (Ф0,min 0,033): разница в числе Маха в кольце (M < 0,2 для [7]) определяется как основная причина несоответствия, приводящая к более высоким значениям ReW и C0,min. Как наоборот, минимальная скорость потока уплотнения ближе к результату [10] (Ф0,min 0,09), получено для входного радиального уплотнения, но с M 0,4.

Machine Translated by Google

КПД турбины. Ф0, полученное в этой работе, значительно превышает значение, полученное Scobie et al. [7] для аналогичного ДГК (Ф0, 0,033): разница в числе Маха в кольце (< 0,2 для [7]) идентифицируется как основная причина расхождения, ведущая к более высокому значению . В и 0, качестве противодействия минимальная скорость потока уплотнения ближе к выходному зн взяты из [10] (Ф0, 0,09), полученные для входного радиального уплотнения, но с 0,4.

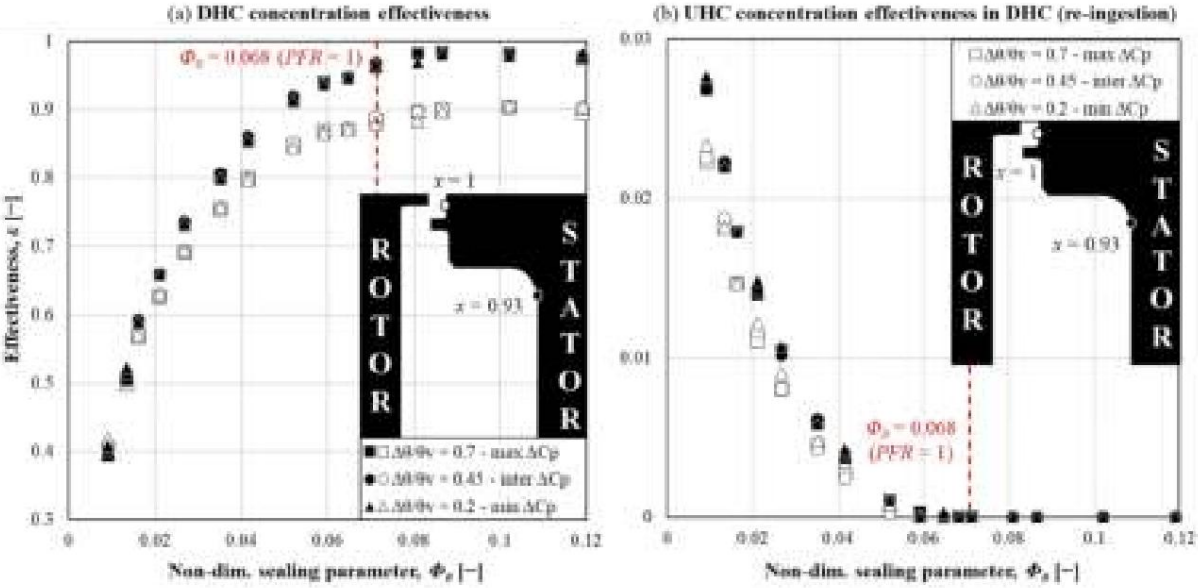


Рис. 7. Эффективность концентрации в зависимости от параметра уплотняющего потока DHC: (a) в ДГК (б) в ВОУЗ. Данные получены в DHC при x = 0,93, 1,1 для обоих случаев.

Формы маркеров на рисунке 7a символизируют различные положения синхронизации лопастей, которые практически сходятся на одних и тех же кривых, по одной для каждого места измерения. Как указано в легенде к графику, позиции синхронизации соответствуют различным Δ CP,max = max[CP(θ)] — = max[( )] min[( )], где ( ) — коэффициенты давления, полученные от отводов на стенке втулки ТВФ (z/Lc,z = 0,28). В следующем разделе будет показано, что первый массив настенных отводов на стене втулки TVF (/ = 0,28). В следующем разделе при PFR = 1, θV/θV = 0,2 возвращается минимум CP,max, θV/θV = 0,7 максимум. показать, что при Δ /=0,2 возвращается минимум Δ Δ /=0,7 CP,max и θV/θV = 0,45 промежуточный CP,max. Вопреки ожиданиям от максимальный Δ . В отличие от традиционных моделей/корреляций (см. раздел «Введение»), в которых прогнозируемые Φ0,min ожидаемого от традиционных моделей/корреляций (см. раздел «Введение»), в которых пропорциональна C Результаты показывают нечувствительность характеристик уплотнения к 0,3 ε,max, прогнозируемое Φ0, пропорционально Δ . Результаты показывают нечувствительность лопастного синхронизирующего механизма, то есть к CP,max. Такой результат соответствует выводам герметичность устройства синхронизации лопаток, таким образом, до Δ . Такой результат Hualca et al. [9], которые изменяли CP,max путем осевого смещения верхнего ряда лопаток. Этот соответствует выводам Hualca et al. [9], которые варьировали Δ путем осевого смещения, позволяют предположить, что упомянутые модели могут не дать наиболее адекватного описания верхний ряд лопаток. Это говорит о том, что упомянутые модели могут не обеспечивать явление проникновения для рассматриваемой установки, где наличие восходящих и Наиболее подходящее описание явления проникновения для рассматриваемой установки, профили ниже по потоку создают сложное поле ступичного потока, а кольцевое пространство Рейнольдса и Маха там, где наличие аэродинамических профилей вверх и вниз по потоку создает сложный ступичный поток, относительно высоки. В этом смысле Грайкос и др. [11] недавно предложили новую интерпретацию поле, а кольца Рейнольдса и Маха относительно высоки. В этом смысле Грайкос и др. проникновения, [11] недавно предложили новую интерпретацию проникновения, коррелирующую с коэффициентом закрутки, а не с CP,max. коррелирует с разницей в коэффициенте завихрения между кольцевым пространством и зазором уплотнения обода К сожалению, испытательный автомобиль не оборудован для обеспечения коэффициента закрутки кольцевого пространства. Разница между кольцевым пространством и зазором уплотнения обода, а не измерениями Δ в осевом месте зазора DHC, что может подтвердить их интерпретацию.

Двухканальная конфигурация газоанализатора используется путем заполнения ТВД. входную полость ступицы (UHC) с другим газом, чтобы оценить повторное проглатывание продувки UHC в DHC. Результаты показаны на рисунке 7b с различной продувкой DHC. массовый расход. Для всех измеренных данных UHC PFR поддерживается на уровне 1 (номинальный массовый расход). Эффективность UHC максимальна при небольшом Ф0 в DHC, что указывает на относительно высокую уровни повторного заглатывания, когда впрыскивается мало или вообще не вводится герметизирующий поток DHC. Интересно, что ε при x = 0,93 оказывается выше, чем при x = 1: это объясняется наличием небольших утечек между UHC и DHC через корни лопастей при x > 0,96, где силиконовый герметик локально ухудшился. Даже для случая Ф0 = 0,009, когда утечка оказывает наибольшее влияние в диаграмма эффективности, его массовый расход оценивается как предельный (< 1% от впрыска DHC), следовательно, аэродинамически ничтожно. Наконец, синхронизация лопаток HPT не дает значимых результатов. изменения в количестве повторного заглатывания, что также обнаружено для эффективности очистки DHC.

5.1.4. Визуализация потока нефти

Псевдолинии тока, полученные при визуализации потока нефти, представлены на рис.

Рис . 8. Изображения ротора и статора ограничены значениями x < 0,6 и 0,7 < x < 1 соответственно.

Machine Translated by Google

нектон, ence aeroynamcay negge. нет, ты ване кок-

прием не приводит к значимым изменениям в объеме повторного приема, как это также было обнаружено в отношении эффективности очистки DHC.

5.1.4. Визуализация потока нефти

Псевдолинии тока, полученные с помощью визуализации потока масла, представлены на рисунке 8.

Изображения ротора и статора ограничены значениями < 0,6 и 0,7 < < 1 соответственно, что скрывает конфиденциальные механические детали. На рис. 8а представлена схема структур потока, скрывающая конфиденциальные механические детали. На рис . 8а представлена схема структур течения.

ожидаемое в полости ротор-статора с впрыском уплотняющего потока для сравнения с ожидаемым в полости ротор-статора с впрыском уплотняющего потока для сравнения с

результаты эксперимента. Дело в том, что конфигурация уплотнения в схеме отличается от экспериментальных результатов. Дело в том, что конфигурация уплотнений на схеме отличается от

проверенное уплотнение обода не имеет отношения к текущему обсуждению. Структура потока, подобная Бэтчелору, и испытанное уплотнение обода не имеют отношения к текущему обсуждению. Структура потока, подобная Бэтчелору,

считается, что образуется в полости [30]: жидкость движется радиально внутрь по границе статора - предполагается, что образуется в полости [30]: жидкость движется радиально внутрь по границе статора

ный слой и наружу на роторный, при этом невязкий сердечник вращается на долю слоя и наружу на роторный, при этом невязкий сердечник вращается на долю ротора

скорость ротора и транспортирует жидкость из пограничного слоя статора в роторный. Согласование скорости и транспортировка жидкости из пограничного слоя статора в роторный. В соответствии с

Согласно теореме Тейлора-Прудмана, никаких осевых и тангенциальных градиентов скорости не существует до теоремы Тейлора-Прудмана, в

отправляется в ядро, а лучевая скорость равна нулю. ядра, а лучевая скорость равна нулю.

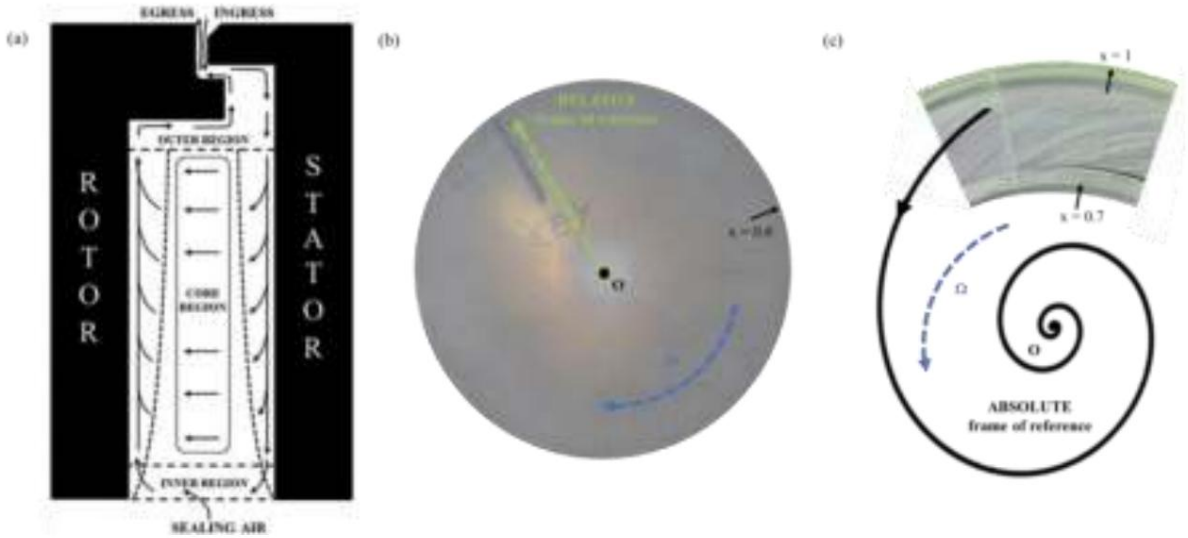


Рисунок 8. Структуры потоков в DHC: (a) теоретическая схема, адаптированная из Patinios et al. [21]; (б) Рисунок 8. Структуры потоков в DHC. (а) теоретическая схема, адаптированная из Patinios et al. [31]; (б) масло

результаты визуализации потока масла (со стороны ротора); (в) результаты визуализации потока масла (со стороны статора). Результаты визуализации потока масла (со стороны ротора); (в) результаты визуализации потока масла (со стороны статора). Визуализация потока масла

реализация осуществляется при = 1 и / / = 0. выполняется при PFR = 1 и θV/θV, θS/θS = 0.

Траектории напряжения сдвига на стенке ротора (рис. 8b) выглядят как прямые линии. Траектории напряжения сдвига на стенке ротора (рис. 8b) выглядят как прямые линии.

(зеленая стрелка) выходит из центра ротора и распространяется радиально наружу из-за (зеленая стрелка) выходит из центра ротора и распространяется радиально наружу из-за

к влиянию дисковой накачки на течение в пограничном слое. Как объяснено в разделе 3.2.4, дисковая накачка влияет на течение в пограничном слое. Как объяснено в разделе 3.2.4, ротор

Диск ротора изначально не был окрашен маслом, что означает, что рисунок создается статором. который изначально не был окрашен маслом, а это означает, что рисунок создается статором.

Воздух в пограничном слое статора, питающий пограничный слой ротора. Находясь на диске ротора, пограничный слой содержит воздух, питающий пограничный слой ротора. Находясь на диске несущего винта) прямые линии

представляют движение потока в относительной системе отсчета: после включения вклада скорости ротора (синяя стрелка), траектории напряжений в абсолютной системе отсчета будут выглядят как спирали. Пигментный рисунок на стенке статора (рис. 8в) также принимает форму спиралей, образующихся сочетанием абсолютной тангенциальной скорости потока в одной и той же направлении скорости ротора и абсолютной радиальной скорости, направленной внутрь для удовлетворения преемственность в DHC. Псевдолинии тока согласуются с теоретической моделью:

и, насколько известно авторам, они представляют собой первый пример потока нефти, опубликованный в открытой литературе. визуализация внутри представительной полости двигателя.

5.2. Усредненный по времени поток на платформе статора

5.2.1. Измерения давления — влияние расхода уплотняющего потока

Профили коэффициента окружного давления, полученные при z/Lc,z = 0,28, показаны на рисунке 9a для PFR = 0, 0,5, 1, 1,5, 2. Хотя степень полного давления ступени

поддерживается постоянным во время испытаний, нагнетание вторичного воздуха вызывает локальный пограничный слой подачи напряжения на ступичную платформу TVF, что приводит к снижению статического давления при ПФР повышается. Аналитическая модель, описываемая уравнением (11), была адаптирована ко всем расследованных случаев, но здесь сообщается только о крайних значениях PFR = 0 (пунктирная линия) и ПФР = 2 (пунктирная линия). Согласие с экспериментальными данными очень хорошее, и скорректированный коэффициент детерминации, усредненный по протестированным ПФР, равен $R^2_{прил.}$ 0,9.

Machine Translated by Google

Если давление остается постоянным во время испытаний, то впрыск вторичного воздуха вызывает возбуждение локального пограничного слоя на платформе втулки TVF, что приводит к снижению статического давления при его повышении. Аналитическая модель, описываемая уравнением (11), была адаптирована ко всем исследованным случаям, но здесь представлена только для крайних значений = 0 (пунктирная линия) и 2 (пунктирная линия). Согласие с экспериментальными данными очень хорошее, а скорректированный коэффициент детерминации в среднем по испытуемым = 2 , это 0,9. Модель способна улавливать низкопространственные колебания, связанные со стойками TVF, так же как модель способна улавливать низкопространственные колебания, связанные с TVF. а также высокопространственные пики, возникающие от лопаток ТВД. Путем построения отношение амплитуды / в зависимости от Φ0, как на рисунке 9b, относительный вклад лопасти и отношение амплитуд kV/kS в зависимости от Φ0, как на рисунке 9b, относительный вклад амстоков , а также пиков высоких пространственных частот, полученных от лопастей НРТ. Построив график Оценены поля давления стойки на периферийное распределение ступицы. Оценены амплитуда лопаток и поля давления стойки на окружное распределение ступицы. Амплитуда колебаний давления, связанных с лопаткой (распространяющихся вниз по потоку), постоянно составляет 30% колебаний давления, связанных со стойкой (распространяющихся вверх по потоку), для Φ0 < 0,054 (= 0,8), примерно около 30% колебаний стойки (распространяющихся вверх по потоку) для Φ0 < 0,054 (ПФР = 0,8). Затем отношение / резко падает, при этом минимум оказывается при Φ0 = Φ0, при Φ0 = (= 1), где амплитуда, связанная с лопаткой, составляет всего 20% от стойки-re-0,068 0,068 Φ0,min (PFR = 1), где амплитуда, связанная с лопастями, составляет только 20% от замедленная амплитуда. Наконец, отношение амплитуд резко возрастает при Φ0 > Φ0, , амплитуде, связанной со стойкой. Наконец, отношение амплитуд резко возрастает для достигая примерно 45% при Φ0 = 0,135 (= 2). Φ0 > Φ0,мин, достигая примерно 45% при Φ0 = 0,135 (ПФР = 2).

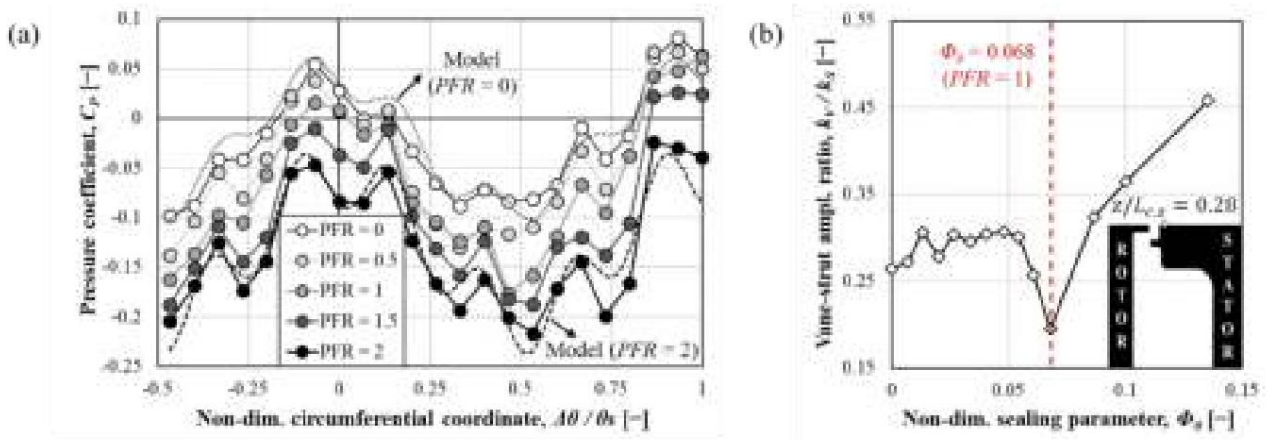


Рис. 9. Коэффициент давления на платформе ступицы TVF: а — окружные профили с различным PFR; Рисунок 9. Коэффициент давления на платформе втулки TVF: (a) окружные профили с изменяющимся (b) соотношением PFR; (b)отношение амплитуд лопаток к стойке, оцененное на основе аналитической модели уравнении (11), как амплитуд лопаток и стойки, оцененных на основе аналитической модели в уравнении (11), как функция функция параметра уплотнения потока. Экспериментальные результаты приведены для z/Lc,z = 0,28 и θV/θV = 0. Δ / = 0.

Немонотонное поведение наблюдается и для изменения CP,max по Φ0: изображенные пунктирными ромбами на рисунке 10a. Коэффициент сквозного давления достигает максимума при Φ0 = 0,068 Φ0 мин (ПФР = 1). Другими словами, минимальный расход Немонотонное поведение наблюдается и для изменения Δ по Φ0: изображено белыми ромбами на рисунке 10a. Коэффициент сквозного давления, ние достигает максимума при Φ0 = 0,068 Φ0, (= 1). Другими словами, минимальный указывает на наличие тесной уплотняющего потока для предотвращения проникновения - это тот, который соответствует наибольшему CP,max. Этот связи между Φ0 min и CP max, хотя рисунок 7 кажется максимальная скорость потока уплотнения для предотвращения проникновения равна той, которая обращена к наибольшему Δ . Это делается для того, чтобы опровергнуть CP,max как основную движущую силу проникновения. Средний CP (черные ромбы) имеет вместо этого наблюдается монотонная тенденция снижения, уже показанная на рисунке 9a и связанная с возбуждение пограничного слоя платформы статора. Точнее, для низкого впрыска продувки. Считается, что взаимодействие между входящим и исходящим потоками образует рециркуляцию. зона [32] во внешней области, что приводит к усилению засорения перед поверхностью ступицы статора и, следовательно, более высокое статическое давление. При высоких PFR рециркуляция исчезает, продувка поток проходит радиально до кромки уплотнения ротора, а затем отклоняется на платформу статора, поднимая жидкость в кольцевом пространстве и локально увеличивая скорость в пограничном слое, с соответствующее падение давления.

Тенденция CP,max и среднего CP, перемещающегося в осевом направлении вниз по потоку от полости на платформа статора представлена на рисунке 10б для пяти PFR. Разница между пиковой и сквозной нагрузкой (квадратный маркер) максимальна вблизи полости, достигает минимума между z/Lc,z = 0,71 и z/Lc,z = 2,12, затем снова увеличивается при более высоких значениях z/Lc,z. Это развитие связано с влиянием лопастной стойки на профиль окружного давления ступицы: затухание амплитуд, связанных с лопастями, преобладает сразу после DHC, вызывающий локальный минимум; при приближении к стойкам LE колебания, связанные с стойками усиливают и сверхкомпенсируют ранее описанный эффект, что приводит к повышению CP,max. Влияние ПФР теряет силу по мере удаления от зазора статор-ротор, становясь пренебрежимо мал при z/Lc,z = 6,36. Средний CP (ромбовидные маркеры) быстро растет на TVF. ступичная платформа, согласующаяся с геометрией кольцевого пространства: по сути, первый изгиб S-образной формы Известно, что воздуховод создает градиент давления между втулкой (+) и кожухом (-) [33]. Интересно, снижение среднего давления при продувке, наблюдаемое на рисунке 10a, полностью меняется на противоположное

Machine Translated by Google

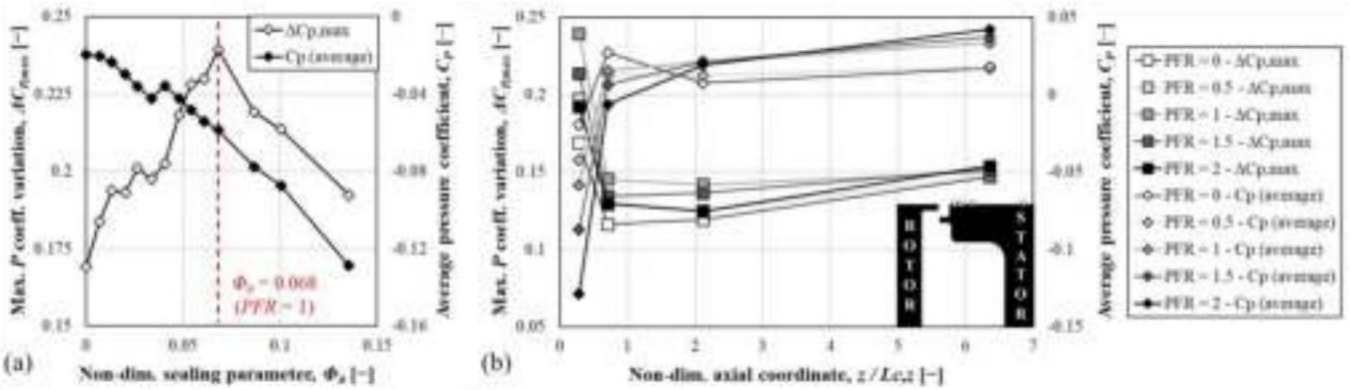


Рисунок 10. Коэффициент давления в затрубном пространстве, размах колебаний и среднее значение (а) при z/Lc,z = 0,28, зависящие от параметра расхода уплотнения (PFR) и (б) вдоль окружности статора, для а полость, для подбора ПФР. Данные собираются при Δ /= 0.

Подобные колебания усиливают и сверхкомпенсируют ранее описанный эффект, приводя к увеличению Δ . Влияние теряет силу по мере удаления от зазора статор-ротор, становясь незначительным при / = 6,36 . Среднее значение (ромбовидные маркеры) быстро повышается на платформе ступицы TVF в соответствии с геометрией кольцевого пространства: фактически, известно, что первый изгиб S-образного воздуховода создает градиент давления от ступицы (+) к бандажу (-). [33]. Интересно, что снижение среднего давления при продувке, наблюдаемое на рис. 10a, полностью меняется на противоположное в интервале /, после которого растет с увеличением на = 0,71 - 2,12 с. Такое поведение объясняется влиянием впрыска продувки на тангенциальную скорость в приконцевой области стенки, которая влияет на радиальное равновесие в кольцо.

5.2.2. Измерения давления и эффективности — влияние синхронизации лопастей

На рисунке 11 показано параллельное сравнение коэффициента давления, измеренного на платформе концентратора TVF при / = 0,28 и соответствующей эффективности концентрации DHC, рассчитанной по тем же настенным кранам. Графики позволяют оценить как влияние расхода уплотняющего потока (= 0, 1, 2) и влияние синхронизации лопаток ТВД (θV/θV = 0, 0,2, 0,7). Поскольку невозможно выполнить измерения концентрации без затравочного газа, то есть без продувки, на рисунке 11d показано = 0,2 вместо PFR = 0. Как и ожидалось в разделе 5.1.3, на рисунке 11b показано, что при PFR = 1 CP,max для Δ / = 0,7 примерно на 10 % больше, чем то же значение для θV/θV = 0, и на 25 % больше, чем значение для / = 0,2 (случай / = 0,45, здесь не описанный, аналогичен случаю θV/θV = 0 с точки зрения CP,max). Разница давлений между точками велика при в некоторых местах (например, в районе θ/θS = 0,5 на рисунке 11a). Фактически разрешение измерения ограничено размером платформы статора и выводными путями отводов, которые должны соответствовать внутри полых стоек. Тем не менее, кривые хорошо согласуются с аналитическими. модели в уравнении (11) с правильными значениями подгоночных параметров. Увеличение продувки отвечает за снижение среднего CP на рис. 11a–c (слева направо), уже описано в разделе 5.2.1. При этом средний уровень ε увеличивается (рис. 11г–е, слева направо). Интересно, что случай общего максимума CP,max, который равен PFR = 1 и θV/θV = 0,7 (красная линия на рисунке 11b), совпадают с максимальным εmax (красная линия на рис. 11b). линия на рисунке 11e), где εmax = max[ε(θ)] min[ε(θ)]. Кроме того, соотношение кВ/кС было оказывается максимальным при PFR = 2 (см. раздел 5.2.1): это объясняет, почему в профилях На рисунке 11c периодичность, связанная с лопастями, более выражена, чем периодичность, связанная со стойкой. Тренд kV/kS также влияет на кривые эффективности на рисунке 11f, где θS-периодическая колебания едва заметны.

Если посмотреть на тангенциальную CP- асимметрию и ε -асимметрию, то наблюдаемая общая тенденция такова: низкое давление соответствует высокой эффективности и наоборот. Такая тенденция может быть лучше оценено на рисунке 12, где данные CP (квадратные маркеры) и ε (круговые маркеры) для Выделены ПФР = 1 и θV/θV = 0. Эти два профиля почти противоположны друг другу. фазе, с лишь небольшим смещением по окружности. Все вышеизложенные соображения указывают на вывод о том, что, хотя профиль узла давления, по-видимому, не влияет на Φ0,min, он остается основной драйвер распределения выхода полости внутрь затрубного пространства. Тот же вывод достигнуто Скоби и др. [7], хотя в их экспериментах пики высокой эффективности совпадают с пиками высокого давления.

Machine Translated by Google

, , который равен = 1 и Δ / = 0,7 (красная линия на рисунке 11b), совпадают с Δ максимума Δ (красная линия на рисунке 11e), где Δ = max[( )] min[( )].

Более того, отношение / оказалось максимальным при = 2 (см. раздел 5.2.1): это объясняет, почему в профилях рис. 11в периодичность, связанная с лопастями, более благоприятна. заявлено, чем связанное со стойками. Тенденция / также влияет на кривые эффективности на рисунке 11f, где -периодические колебания едва различимы.

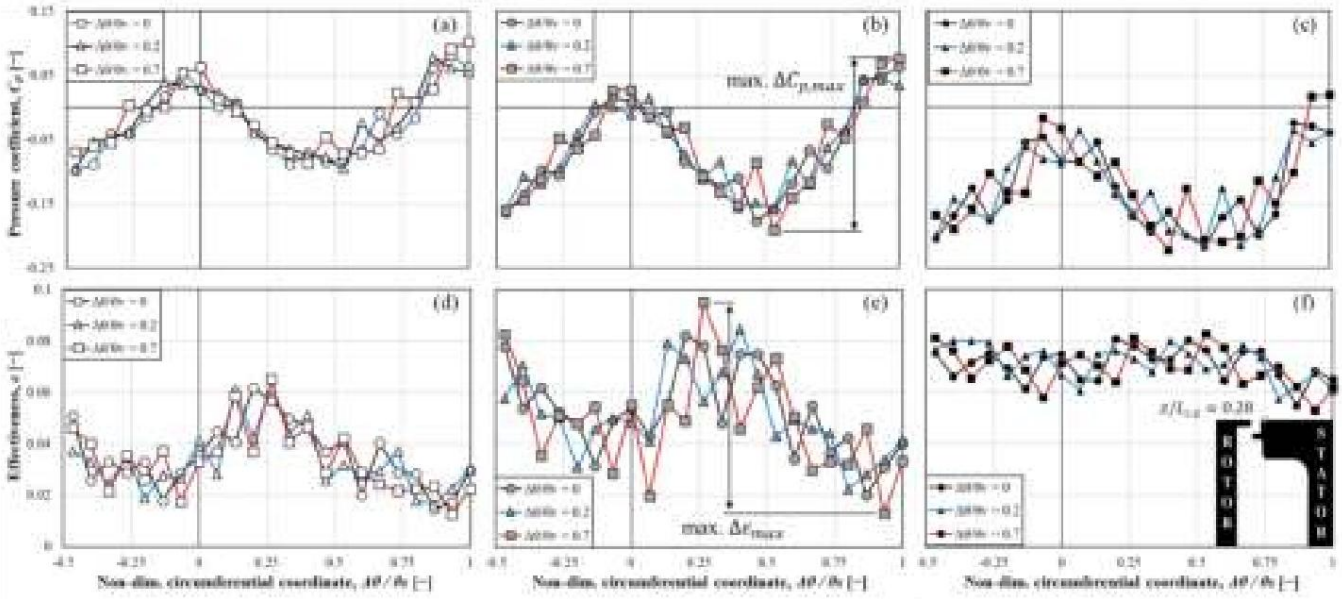


Рисунок 11. Окружные профили коэффициента давления в затрубном пространстве для: PFR = 0 (a), PFR = 1 (b) и PFR = 2 (c). Окружные профили эффективности затрубного пространства для PFR = 0 (d), PFR = 1 (e) и PFR = 2 (f). Данные собираются при = 0,28 и = 0,2, 0,7.



Рисунок 12. Профили коэффициента давления в затрубном пространстве и профиля эффективности по окружности для PFR = **1. Данные** эффективности получены при = 0,28 и = 0,2, 0,7. Как измеренные (сплошные квадраты), так и смоделированные (пунктирные **линия) построены коэффициенты давления. Пики высокой эффективности обозначены метками R1–R4.**

Если посмотреть на тангенциальность и асимметрию, то видна тенденция в том, что низкое давление соответствует высокой эффективности и наоборот. Лучше оценить на рисунке 12, где выделены (квадратные маркеры) и (круговые маркеры) данные для / = 0. Оба профиля почти противоположны по фазе, лишь с небольшим сдвигом по окружности. Все вышеизложенные соображения позволяют сделать вывод, что, хотя профиль вторичного давления, по-видимому, не влияет на Ф0, , он остается основным фактором распределения выхода полосы внутри затрубного пространства. К такому же выводу пришли Scobie et al. [7], хотя в их экспериментах пики высокой эффективности совпадают с пиками высокого давления.

5.2.3. Визуализация потока нефти

Картина следов течения масла на стенке ступицы ТВФ представлена на рисунке 13 . масляно-пигментная смесь впрыскивается через настенные краны статора DHC (см. раздел «Экспериментальная установка»), цветной рисунок представляет распределение потока уплотнения на нижнем участке установки, цветной рисунок представляет распределение поверхность ступицы потока по всему шагу стойки TVF (θS/θS = 0–1 , как показано красным текст и пунктирные линии). Таким образом, такое распределение можно сравнить с концентрацией профилем эффективности концентрации на рисунке 12. Цифры показывают хорошее соответствие Окружной профиль эффективности представлен на рисунке 12. Рисунки показывают хорошее соответствие с точки зрения соответствия между полосами пигмента и пиками эффективности. более точные условия соответствия между полосами пигмента и пиками эффективности. Точнее , Таким образом, четыре области с тяжелыми остатками пигмента, перемежающиеся таким же количеством неокрашенных областей, выделены на рисунке 13 синими пунктирными кружками и обозначены как R1 - R4. области выделены на рисунке 13 синими пунктирными кружками и обозначены цифрами 1–4. Положение R1 – R4 по окружности соответствует положению локальных максимумов ε на рисунке 12, Положение окружности 1–4 соответствует положению локальных максимумов на рисунке, что позволяет предположить, что принятый метод визуализации подходит для качественного изучения 12, что позволяет предположить, что принятая техника визуализации подходит для качественного изучения явления выхода. феномен выхода.

Machine Translated by Google

eecveness crcumerena proe n gure. Рисунки хорошо согласуются с точки зрения соответствия между полосами пигмента и пиками эффективности. Более конкретно, четыре области с тяжелыми остатками пигмента, перемежающиеся таким же количеством неокрашенных областей, выделены на рисунке 13 синими пунктирными кружками и обозначены как 1–4. Положение 1–4 по окружности соответствует положению локального максимумы на рисунке 12, что позволяет предположить, что принятая методика визуализации подходит для качественного изучения явления выхода.

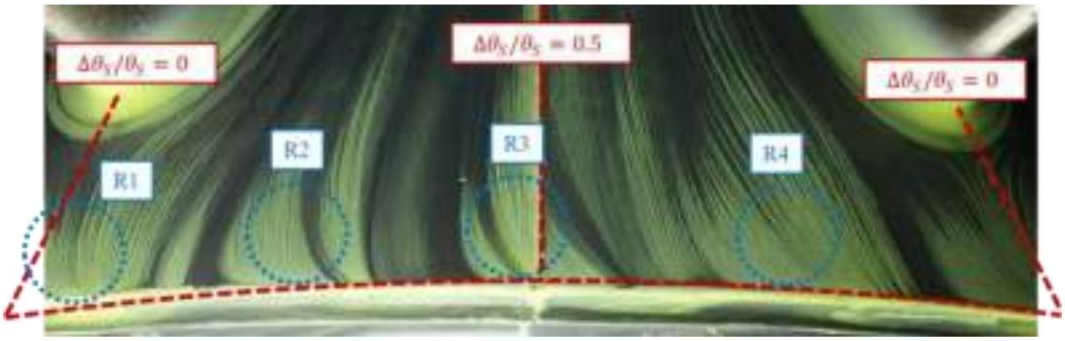


Рис. 13. Визуализация течения масла в затрубном пространстве (площадке ступицы статора) для = 1 и Δ / = 0.
Рис. 13: Визуализация течения масла в затрубном пространстве (площадке ступицы статора) для PFR = 1 и θV/θV = 0.
Области с высоким накоплением пигмента обозначены метками R1–R4.
Области с высоким накоплением пигмента обозначены метками R1–R4.

5.3. Измерения давления с временным разрешением внутри DHC

Нестационарные колебания давления, измеренные при PFR = 1 и θS/θS = 0, являются де-
изображены на рисунке 14 для трех радиальных положений (x = 0,92, 0,98, 1). В спектры
определяющей составляющей является проходящая ТВД (= BPF), которая доходит до преобладающей
до 2,26% от номинального давления, в зависимости от расположения радиального датчика. Дополнительно
на гармониках видных БПФ (= 2 БПФ, 3 = 3 БПФ, 4 = 4 БПФ) четкие пики , время как 3). В то
исследовали радиальных положениях показывают аналогичные уровни BPF на всех трех
Датчик (x = 1, за кромкой уплотнения статора) всегда измеряет наибольшую величину
BPF . Незначительный пик наблюдается при f = 0,63 · BPF, что соответствует линейной
кратные. Незначительный пик наблюдается при = 0,63 , что соответствует линейной
комбинации проходящих частот HPT и LPT. Mathias et al. [34] также обнаружили сочетание
Колебания давления с указанной периодичностью в затрубном пространстве перед ТВП
с указанной периодичностью в затрубном пространстве перед ТВП
стойки. Никаких несинхронных компонентов, которые могли бы быть связаны с вращающимися стойками.
Отсутствие несинхронных компонентов, которые могли бы быть связаны с вращающимся потоком.
режимы [18], обнаруживаются с помощью текущей установки измерения, по крайней мере, не в тех же
режимах [18], обнаруживаются с помощью текущей установки измерения, по крайней мере, не в том же порядке
порядок величины, как и -родственные компоненты.
такой же величины, как и компоненты, связанные с BPF.

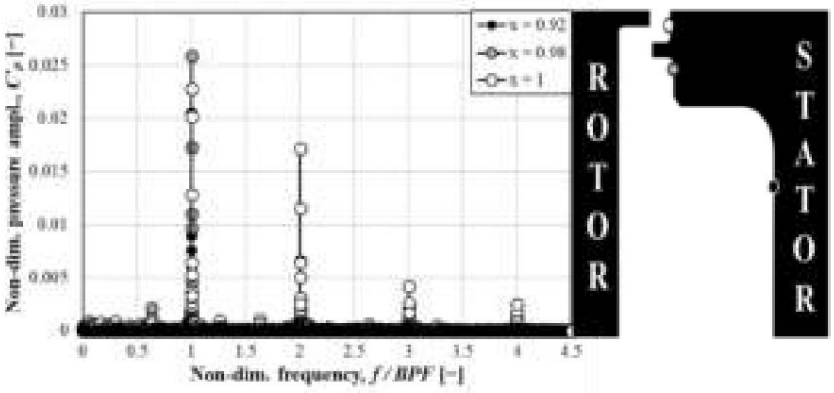


Рис. 14. Безразмерные спектры давления в различных радиальных положениях в ДГК. Данные
Рис. 14. Безразмерные спектры давления в различных радиальных положениях в ДГК. Данные получены при PFR =
1, x = 0,92, 0,98, 1 и θV/θV θS/θS = 0,
требуется при = 1, = 0,92, 0,98, 1 и Δ / = 0.

Влияние скорости потока уплотнения и тактовой частоты стойки на безразмерное давление BPF
Влияние скорости потока уплотнения и тактовой частоты стойки на безразмерный пресс-
компонент (C P,BPF) оцениваются на рисунке 15. В частности, на рисунке сравниваются C P, БПФ
уверенный) оценены на рисунке 15. В частности, цифры сравниваются при Δ / = 0 (стойка
компонент (при θS/θS = 0 (стойка LE, черная линия) и θS/θS = 1/3 (разделитель LE, красная линия) поперек
LE, черная линия) и Δ / = 1/3 (разделитель LE, красная линия) во всем исследуемом диапазоне Φ0 .
исследовали диапазон Φ0 . На рис . 15a показаны результаты для x = 0,92: два локальных максимума
На рис. 15a показаны результаты для = 0,92: обнаружены два локальных максимума примерно при 0 = 0,02 и
найдено примерно при Φ0 = 0,02 и Φ0 = 0,068. Эффект синхронизации стойки, кажется, не
0 = 0,068. Эффект синхронизации стойки кажется
проникают в анализируемое место внутри DHC, поскольку две кривые практически перекрываются.
Рисунок 15b иллюстрирует результаты для x = 1: колебания при f = BPF обычно
притирка. Рисунок 15b иллюстрирует результаты для = 1: флуктуации при = больше по сравнению с
предыдущим случаем, а с точки зрения синхронизации стойки флуктуации при
θS /θS = 1/3 (красная линия) более интенсивны. Тенденция с ПФР диаметрально противоположная
при Δ / = 1/3 (красная линия) более интенсивны. Тенденция диаметрально противоположна той, что
показана на рисунке 15a: низкий уровень C P,BPF значения измеряются для Φ0 0,02, тогда
противоположен тому, что показано на рисунке 15a: низкие значения измерены для Φ0 0,02, колебания достигают
максимума перед Φ0 = 0,068, где наблюдается внезапное падение.
затем колебания возрастают до максимума перед Φ0 = 0,068, где наблюдается резкий спад. Интересно, что
такое поведение аналогично кривой / на рисунке 9b, предполагая, что периодическая неустойчивость
обусловлена взаимодействием поля устойчивого давления на стойке лопасти с зависящим от времени
вкладом лопасти.

Machine Translated by Google

находятся примерно при Φ0 = 0,02 и Φ0 = 0,068. Эффект синхронизации стойки, кажется, не проникает в анализируемое место внутри DHC, поскольку две кривые почти перекрываются. На рисунке 15б показаны результаты для = 1: колебания при =, как правило, выше по сравнению с предыдущим случаем, а с точки зрения тактирования стойки колебания при Δ / = 1/3 (красная линия) более интенсивны. Тенденция противоположна той, что показана на рисунке 15a: диаметрально низкие значения измеряются для Φ0 0,02, затем колебания возрастают до максимума перед Φ0 = 0,068, где наблюдается внезапное падение. Интересно, что такое поведение аналогично кривой / на рисунке 9b, что предполагает , что такое поведение аналогично кривой kV/kS на рисунке 9b, что позволяет предположить, что

Предполагая, что периодическая неустойчивость обусловлена взаимодействием лопатки и стойки, устойчивая периодическая неустойчивость обусловлена взаимодействием поля постоянного давления лопаток и стойки. поле давления с зависящим от времени вкладом лопатки.

с зависящим от времени вкладом лопасти.

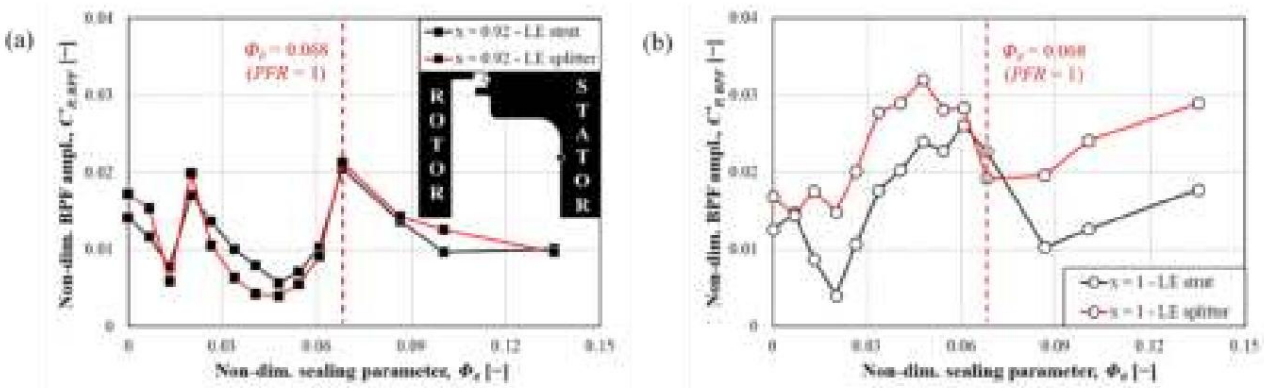


Рисунок 15. Безразмерная амплитуда давления при f = 1, BPF в зависимости от потока уплотнения для двух тактовых положений стойки (ΘS/ΘS = 0,2(3). (a) Результаты при x = 0,92. (б) Результаты на

Рис. 15. Безразмерная амплитуда давления при = 1 в зависимости от параметра уплотняющего потока параметр для двух тактовых положений стойки (Δ = 0,2/3). (a) Результаты при = 0,92. (b) Результаты при = 1. Данные x = 1. Данные собираются при ΘV/ΘV = 0 для обоих случаев. получены кривой = 0 для обоих случаев.

Наконец, C p' -спектры с различными схемами синхронизации лопастей НРТ (ΘV/ΘV = 0,2, 0,45, 0,7) представлены на рисунке 16. Как и ожидалось из анализа пневматических измерений, пневматической лопасти не проявляется. И наоборот, при = 1 (рис. 16b) значимое изменение заметно при x = 0,92 (рис. 16a), где фигура Δ = 0,45, обозначенная ромбовидными маркерами и соответствующая, значку, кажется, не проникает. И наоборот, при x = 1 (рис. 16b) конфигурация ΘV/ΘV = 0,45, случай.

Спектры с различными схемами синхронизации лопастей НРТ (Δ / = 0,2, 0,45, 0,7) представлены на рисунке 16. Как и ожидалось из анализа пневматических измерений, пневматической лопасти не проявляется. И наоборот, при = 1 (рис. 16b) значимое изменение заметно при x = 0,92 (рис. 16a), где фигура Δ = 0,45, обозначенная ромбовидными маркерами и соответствующая, значку, кажется, не проникает. И наоборот, при x = 1 (рис. 16b) конфигурация ΘV/ΘV = 0,45, случай.

промежуточный продукт Δ , показывает компонент 1 , который примерно на 75% больше, чем оба других, обозначенных ромбовидными маркерами, и соответствует промежуточному продукту CP,max, показывает 1 · Компонент BPF примерно на 75% больше, чем в обоих других случаях.

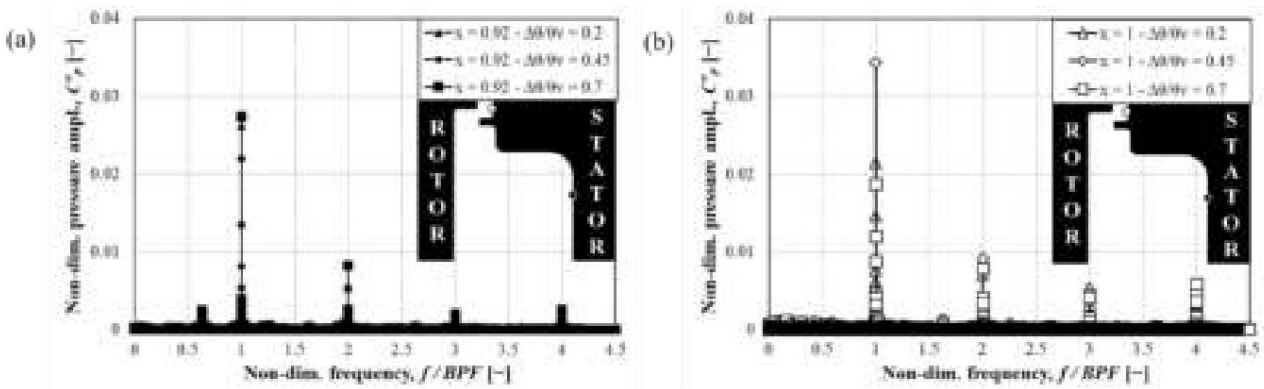


Рис. 16. Безразмерные спектры давления при различных положениях синхронизации лопаток ТВД (ΘV/ΘV = 0,2, 0,45, 0,7) (a) Результаты при x = 0,92. (b) Результаты при = 1. Данные получены при = 1 и Δ / = 0. ΘS/ΘS = 0.

Рис. 16. Безразмерные спектры давления при различных положениях синхронизации лопаток ТВД (Δ / = 0,2, 0,45, 0,7) (a) Результаты при = 0,92. (b) Результаты при = 1. Данные получены при = 1 и Δ / = 0.

6. Выводы

6. Выводы

В статье представлены результаты стационарных и нестационарных измерений внутри выходная полость втулки ступени ТВД, интегрированная в двухступенчатую турбинную установку.

В статье представлены результаты стационарных и нестационарных измерений внутри испытательного автомобиля, соответствующего двигателю, а также реалистичные условия потока в кольцевом пространстве, принятые в исследовании. выходная полость втулки ступени ТВД, интегрированная в двухступенчатую турбинную установку. Это представляет собой важную новинку по сравнению с доступной литературой по этой теме. испытательный автомобиль, соответствующий двигателю, и реалистичные условия потока в кольцевом пространстве, принятые в исследовании. Стабильные измерения включают как аэродинамические измерения (давление) внутри представляют собой важную новинку по сравнению с доступной литературой по этой теме. Колесное пространство и платформа статора и измерения эффективности концентрации.

Стационарные измерения состоят как из аэродинамических (давления) измерений внутри системы. Дополнительно проводятся измерения нестационарного давления и визуализация потока масла. колесное пространство и на платформе статора и измерения эффективности концентрации. для дальнейшей характеристики характеристик потока в полости. Большое количество скоростей уплотнения

Дополнительно проводятся измерения нестационарного давления и визуализация потока масла в диапазоне от PFR = 0 до PFR = 2. Влияние лопатки ТВД и T

для дальнейшей характеристики характеристик потока в полости. Также оценивается большое количество показателей расхода уплотнений в стойках.

исследовано в диапазоне от = 0 до = 2. Влияние лопатки ТВД и TVF. Статическое давление на стенку статора DHC линейно увеличивается с увеличением PFR, т.е.

Также оценивается синхронизация стойки.

0. Коэффициент закрутки в каверне максимален при PFR = 0 и резко уменьшается с увеличением

Статическое давление на стенку статора ДГК линейно возрастает, при этом с расходом уплотнения до Φ0 0,068 (ПФР = 1), при этом его чувствительность к впрыску падает.

Φ0 . Коэффициент закрутки в каверне максимален при = 0 и резко снижается с увеличением расхода уплотняющего потока до Φ0 0,068 (= 1), где его чувствительность к инжекции падает.

Для случая без продувки обнаружено, что изменение давления из-за синхронизации лопаток и стойки проникает до = 0,95 и = 0,9 внутри DHC соответственно. Продувочный впрыск уменьшает как радиальное проникновение, так и силу изменения давления.

Machine Translated by Google

В случае без продувки обнаружено, что изменение давления из-за синхронизации лопаток и стойки проникает внутрь DHC до x = 0,95 и x = 0,9 соответственно. Продувочный впрыск снижает как радиальное проникновение, так и силу изменения давления.

Данные по эффективности концентрации показывают, что при Φ0 0,068 = Φ0,min (PFR 1) проникновение в основном ограничивается областью уплотнения обода (x > 0,93), которую в реальных приложениях двигателей можно защитить тепло- стойкие сплавы. Кроме того, при низких скоростях впрыска DHC обнаруживается повторное засасывание потока уплотнения полости ступицы выше по потоку .

Давление на платформу ступицы TVF соответствует аналитической модели, которая позволяет изолировать влияние лопаток и стоек на измеренный профиль окружности. Среднее давление в затрубном пространстве снижается с увеличением PFR, в то время как изменение от пика до минимума максимально при Φ0,min. Кроме того, CP,max изменяется в зависимости от синхронизации лопаток ТВД, но показано, что это оказывает незначительное влияние на значение Φ0,min. Это контрастирует с традиционными входными моделями, разработанными в менее репрезентативных испытательных средах. Потребуются дальнейшие анализы для закрепления ограничений упомянутых моделей на испытательных стендах аналогичной сложности. Тем не менее, профиль давления в ступице преимущественно определяет распределение выхода DHC внутри затрубного пространства, что подтверждается эффективностью окружных профилей и визуализацией

Наконец, в нестационарных спектрах давления преобладает составляющая BPF и ее гармоники для каждого проверенного режима продувки и тактирования. Несинхронных колебаний того же порядка величины не выявлено. Высшие гармоники ПФ особенно сильны при x = 1 и частично подавляются внутри резонатора. В то же время компонент 1 · BPF демонстрирует незначительные эффекты синхронизации стойки и лопаток при x = 0,92, что согласуется с пневматическими измерениями. Вместо этого такие эффекты значительны при x = 1, где датчик при θS/θS = 2/3 и положении синхронизации лопатки θV/θV = 0,45 имеет самые высокие периодические колебания BPF.

Вклад автора: концептуализация, MP и EG; методология, ФМ и МП; программное обеспечение, ФМ и МП; валидация, FM, NK и АН; формальный анализ, ФМ и МП; расследование, ФМ, НК, АХ и МП; ресурсы, НК и АХ; курирование данных, FM; письменное – подготовка первоначального черновика, ФМ; написание – рецензирование и редактирование, МП и ЭГ; визуализация, ФМ; наблюдение, ЭГ; администрация проекта, ЭГ; приобретение финансирования, Е.Г. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Проект, лежащий в основе этой заявки, получил финансирование от совместного предприятия Clean Sky 2 в рамках программы исследований и инноваций Европейского Союза Horizon 2020 (соглашение о гранте № 785313).

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: К доступности данных, представленных в этом исследовании, применяются ограничения. Данные доступны по запросу у соответствующего автора и с предварительного разрешения GE Aviation.

Благодарности: Авторы хотели бы поблагодарить Ф. Манджини за его вклад в эксплуатацию испытательного стенда и компанию GE Aviation за разрешение опубликовать эту статью.

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.

Номенклатура

Сокращения

БПФ	частота прохождения лопасти
ДПФ	дискретное преобразование Фурье
ВДТ, ЛПТ	передняя кромка промежуточного канала
ИТД	турбины высокого давления и
ЛЕ	низкого давления турбины

Machine Translated by Google

ПФР	коэффициент продувочного потока
ТВФ	лопаточный корпус турбины
УХК, ОСК	входная полость ступицы/бандажа
ДХК, ДСК	выходная полость ступицы/бандажа
Символы	
г, г, θ	осевая, радиальная, тангенциальная координата
В, С, СП б	Лопасть ТВД, стойка TVF, делитель TVF
	внутренний радиус кромки ротора
с	концентрация
С	безразмерный коэффициент
ж, т	частота, время
G	коэффициент разрыва
k, φ	модель давления, амплитуда, фаза
л	длина
ṁ	массовый расход
П	давление
Ре	Число Рейнольдса
В	абсолютная скорость ядра
В, М	абсолютная скорость в кольцевом пространстве
х	безразмерный радиус
β	соотношение вихря
ε	эффективность концентрации
λT	параметр турбулентного потока
ρ,μ	плотность, динамическая вязкость
Ф	безразмерный параметр уплотнения
Ом	скорость вращения диска
Индексы	
и	
Надстрочные индексы	
0, а, с	полость, кольцо, образец
с	разрешение
де	расчетное положение лопаток
Ф	поток
в	внутреннее уплотнение
мин	минимальный поток уплотнения
Макс	разница между пиками и минимумами
П	давление
Т	общий
Вт	кольцо
Ом	ротационный
¯	средний компонент
'	зависящая от времени компонента

Ссылки

1. Оуэн, Дж. М. Прогнозирование проглатывания через уплотнения обода турбины — Часть II: Внешне вызванное и комбинированное проникновение. Я. Турбомах. 2010, 133, 11. [CrossRef]
2. Регина, К.; Калфас, А.И.; Абхари, Р.С. Экспериментальное исследование воздействия продувочного потока на ступень турбины высокого давления. Дж. Турбомах. 2014, 137, 41006. [CrossRef]
3. Фадке, УП; Оуэн, Дж. М. Аэродинамические аспекты уплотнения систем ротор-статор газотурбинных двигателей: Часть 3. Влияние неосесим-
метрический внешний расход на производительность уплотнения. Межд. J. Поток теплоносителя 1988, 9, 113–117. [Перекрестная ссылка]
4. Бон, Д.; Вольф, М. Улучшенная формула для определения минимального расхода уплотнения — Cw, мин — для различных конфигураций уплотнений.
В материалах ASME Turbo Expo 2003, проведенной совместно с Международной совместной конференцией по производству электроэнергии 2003 года, Атланта, Джорджия, США, 16–19 июня 2003 г.; Том 5.
5. Хамабе, К.; Исида, К. Эксперименты с ободным уплотнением и анализ системы ротор-статор с неосесимметричным основным потоком. В
Материалы Международного конгресса и выставки газовых турбин и авиационных двигателей ASME 1992, Кельн, Германия, 1–4 июня. 1992 год; Том 1: Турбомашины.

Machine Translated by Google

6. Чу, Дж.В.; Грин, Т.; Тернер, А.Б. Уплотнение обода роторно-статорных колесных пространств при наличии внешнего потока. В материалах Международного конгресса и выставки газовых турбин и авиационных двигателей ASME 1994 г., Гаага, Нидерланды, 13–16 июня 1994 г.; Том 1: Турбомашины.

7. Скоби, Дж.А.; Уалька, ФП; Санган, СМ; Блокировка, GD Выходное взаимодействие через уплотнения обода турбины. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2018, 140, 4. [CrossRef]

8. Скоби, Дж.А.; Уалька, ФП; Патиниос, М.; Санган, СМ; Оуэн, Дж. М.; Лок, Г.Д. Повторное засасывание исходящего потока вверх по течению на 1,5-ступенчатой газотурбинной установке. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2018, 140, 4. [CrossRef]

9. Уалька, ФП; Хорвуд, JTM; Санган, СМ; Лок, Г.Д.; Скоби, Дж. А. Влияние лопастей и лопастей на вход в газовых турбинах. Дж. англ. Мощность газовых турбин 2020, 142, 1. [CrossRef]

10. Санган, СМ; Паунтни, О.Дж.; Чжоу, К.; Уилсон, М.; Оуэн, Дж. М.; Лок, Г.Д. Экспериментальные измерения проникновения через уплотнения обода турбины — Часть I: Проникновение, вызванное внешними воздействиями. Я. Турбомах. 2012, 135, 11.

11. Грайкос Д.; Тан, Х.; Санган, СМ; Лок, Г.Д.; Скоби, Дж. А. Новая интерпретация проникновения горячего газа через уплотнения обода турбины Под влиянием Mainstream Annulus Swirl. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2022, 144, 9. [CrossRef]

12. 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]

13. Якоби Р.; Зирер, Т.; Линдблад, К.; Ларссон, Дж.; Бон, LDE; Функе, Дж.; Декер, А. Численное моделирование поля нестационарного потока в конфигурации уплотнения обода осевой газовой турбины. В материалах ASME Turbo Expo 2004: Энергия для суши, моря и воздуха, Вена, Австрия, 14–17 июня 2004 г.; Том 4: Турбо Экспо 2004.

14. Рой, Р.П.; Фэн, Дж.; Назары, Д.; Паолильо, Р.Э. Эксперимент по засасыванию газа через уплотнения обода турбины с осевым потоком. Дж. Инж. Газ Мощность турбин 2005, 127, 573–582. [Перекрестная ссылка]

15. Борода, ПФ; Гао, Ф.; Чана, Канзас; Чу, Дж. Явления нестационарного потока в уплотнениях обода турбины. Дж. Инж. Газовые турбины Энергетика 2016, 139, 9.

16. Савов С.С.; Аткинс, Северная Каролина; Учида, С. Сравнение геометрии одинарных и двойных манжетных уплотнений. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2017, 139, 7. [CrossRef]

17. Гао, Ф.; Чу, Дж.В.; Марксен О. Инерционные волны в потоках уплотнений обода турбины. Физ. Ред. Жидкости 2020, 5, 2. [CrossRef]

18. Чу, Дж.В.; Гао, Ф.; Палермо, Д.М. Механизмы потока в уплотнении обода осевой турбины. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть C J. Mech. англ. наук. 2018, 233, 7637–7657. [Перекрестная ссылка]

19. Марн А.; Гёттлих, Э.; Кадреча, Д.; Пиркер, HP Уменьшите длину промежуточного турбинного воздуховода, применив интегрированный Концепция. Я. Турбомах. 2009, 131, 7. [CrossRef]

20. Зеробин С.; Олдриан, К.; Питерс, А.; Хайтмейр, Ф.; Гёттлих, Э. Влияние отдельных продувочных потоков ротора турбины высокого давления на аэродинамику центральной рамы турбины. В материалах ASME Turbo Expo 2017: Техническая конференция и выставка турбомашин, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.

21. Стерцингер, П.З.; Мерли, Ф.; Питерс, А.; Бере, С.; Хайтмейр, Ф.; Гёттлих, Э. Влияние синхронизации турбины и стойки на производительность Центральная рама турбины. Я. Турбомах. 2021, 143, 51011. [CrossRef]

22. Губинка Ж.; Сантнер, К.; Парадизо, Б.; Мальзахер, Ф.; Гёттлих, Э.; Хейтмейр, Ф. Проектирование и строительство двухвальной испытательной турбины для исследования потоков в средней части корпуса турбины. В материалах ISABE, Монреаль, Квебек, Канада, 7–11 сентября 2009 г.; стр. 7–11.

23. Штайнер, М.; Зеробин, С.; Бауингер, С.; Хайтмейр, Ф.; Гёттлих, Э. Разработка и ввод в эксплуатацию системы продувочного потока на двухкатушечной испытательной установке. В материалах 2-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г.

24. Патиниос, М.; Мерли, Ф.; Хафизович А.; Гёттлих Э. Взаимодействие продувочных потоков со вторичными потоками в центральных рамах турбин. В материалах ASME Turbo Expo 2021: Техническая конференция и выставка турбомашин, виртуальная, 7–11 июня 2021 г.; Том 2C: Турбомашины — методы проектирования и CFD-моделирование турбомашин; Воздуховоды, шум и взаимодействие компонентов.

25. Бэйли, Ф.Дж.; Оуэн, Дж. М. Гидродинамика кожуховой дисковой системы с радиальным оттоком охлаждающей жидкости. Дж. Инж. Власть 1970, 92, 335–341. [Перекрестная ссылка]

26. Дейли, ДВ; Нече, Р.Э. Влияние размеров камеры на индуцированный поток и сопротивление трения закрытых вращающихся дисков. Дж. Базовый англ. 1960, 82, 217–230. [Перекрестная ссылка]

27. Чайлдс П. Вращающийся поток; Elsevier Science: Амстердам, Нидерланды, 2010.

28. Мерли, Ф.; Хафизович А.; Крайнц, Н.; Шиен, М.; Питерс, А.; Хайтмейр, Ф.; Геттлих, Э. Взаимодействие основного потока и кавитационных потоков в центральных и лопаточных корпусах турбин. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2022, 145, 12.

29. MATLAB, версия 9.7.0 (R2019b); The MathWorks Inc.: Натик, Массачусетс, США, 2019.

30. Санган, СМ; Лалвани, Ю.; Оуэн, Дж. М.; Лок, Г.Д. Экспериментальные измерения проникновения через уплотнения обода турбины: Часть 5 — Гидродинамика в колесном пространстве. В материалах ASME Turbo Expo 2013: Техническая конференция и выставка турбин, Сан-Антонио, Техас, США, 3–7 июня 2013 г.; Том 3A: Теплопередача.

31. Патиниос, М.; Скоби, Дж.А.; Санган, СМ; Оуэн, Дж. М.; Измерения лока, GD и моделирование проникновения в новую 1,5-ступеньку Турбинный исследовательский центр. Дж. Инж. Газовые турбины 2016, 139, 8. [CrossRef]

32. Савов С.С.; Аткинс, Н. Р. Модель проникновения в кольцевое уплотнение, основанная на турбулентном транспорте. В материалах ASME Turbo Expo 2017: Техническая конференция и выставка турбомашин, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; Том 5B: Теплопередача.

Machine Translated by Google

33. Гёттлих Э. Исследования по аэродинамике промежуточных диффузоров турбин. Прог. Аэросп. наук. 2011, 47, 249–279. [Перекрестная ссылка]
34. Мерли, Ф.; Крайнц, Н.; Хафизович А.; Патиниос, М.; Гёттлих Э. Нестационарное исследование промежуточных турбинных каналов под воздействием продувочных потоков. В материалах ASME Turbo Expo 2023, Бостон, Массачусетс, США, 26–30 июня 2023 г.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Разработка канализационных насосов с цифровым и Экспериментальная поддержка

Дэвид Бек * и Пол Уве Тамсен

Кафедра динамики гидросистем, факультет машиностроения и транспортных систем,
Технический университет Берлина, 10623 Берлин,
Германия * Адрес для переписки: david.beck@tu-berlin.de; Тел.: +49-30-314-70941

Аннотация: Особенно в области канализационных насосов конструкция радиальных рабочих колес ориентирована не только на максимальную эффективность, но и на функциональность с точки зрения подверженности засорению волокнистой средой. В целом эффективность крыльчаток для сточных вод значительно ниже, чем у крыльчаток для чистой воды. Эти импеллеры для сточных вод имеют небольшое количество лопастей, что обеспечивает возможность перекачивания волокнистых сред. В данной статье описывается методология оптимизации рабочего колеса сточных вод. Оптимизация проведена на примере полуоткрытого двухканального рабочего колеса. Поэтому новое рабочее колесо проектируется под данный спиральный корпус. На основе базовой конструкции для заданных граничных условий рабочее колесо проверяется посредством численного моделирования. Изготовленное рабочее колесо затем тестируется на испытательном стенде для проверки моделирования. Что касается оптических исследований, поведение рабочего колеса при засорении было специально улучшено в трех различных модификациях, чтобы в конечном итоге получить рабочее колесо с хорошей эффективностью и низкой тенденцией к засорению.

Ключевые слова: канализационное рабочее колесо; CFD; оптическое измерение

1. Введение

Канализационные насосы сталкиваются с повышенными эксплуатационными проблемами из-за засорения, например, засорения рабочего колеса или спирального корпуса в связи с повышенным загрязнением твердых частиц в сточных водах. Это является основной причиной простоев, износа и ручного труда на очистных сооружениях [1,2]. Эти твердые вещества, которые в основном ответственны за засорение насоса, часто представляют собой устойчивые к разрыву волокнистые материалы, например влажные салфетки. На рис . 1 показаны компоненты засора насоса, где основным компонентом засора насоса являются устойчивые к разрыву волокнистые материалы, которые были обнаружены в [3].



Рисунок 1. Компоненты закупорки насоса [3].

В отличие от насосов для пресной воды, в канализационных насосах намеренно используются рабочие колеса с небольшим количеством лопастей или рабочие колеса специальной формы для максимально эффективной обработки твердых частиц в сточных водах. Типичные рабочие колеса для транспортировки сточных вод бывают закрытые и полуоткрытые.

check for updates

Цитирование: Бек, Д.; Тамсен, Пенсильвания
Разработка канализационных насосов с численной и экспериментальной поддержкой. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 18. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020018

Академические редакторы: Янош Габор Вад, Чаба Хорват и Тамаш Бенедек

Поступила: 13 февраля 2023 г.
Пересмотрено: 3 мая 2023 г.
Принято: 21 мая 2023 г.
Опубликовано: 2 июня 2023 г.

Копирайт: © 2023 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/).

Machine Translated by Google

многоканальные рабочие колеса, закрытые и полуоткрытые одноканальные рабочие колеса, а также специальные формы, такие как вихревая крыльчатка [4].

До сих пор насосы оценивались в соответствии со стандартом DIN EN ISO 9906 только по показателям чистоты воды. Не существует общего критерия склонности к засорению для перекачивания сточных вод, содержащих твердые частицы [5].

По сравнению с описанным классическим подходом в [6] уже был введен функциональный тест производительности , который проверяет как эффективность η , так и склонность насосов к засорению.

В данной статье описана методология оптимизации канализационного рабочего колеса. В качестве примера спроектировано полуоткрытое двухканальное рабочее колесо. Путем моделирования и функциональных испытаний на испытательном стенде предстоит разработать гидравлическую систему, которая помимо хорошего КПД должна обладать малой склонностью к засорению. Классификация склонности к засорению полуоткрытого двухканального рабочего колеса осуществляется с использованием критериев оценки длительных функциональных испытаний.

2. Материалы и методы.

2.1. Базовая

конструкция Новое рабочее колесо выполнено в виде полуоткрытого двухканального рабочего колеса. В отличие от закрытых рабочих колес, которые имеют как ступицу, так и кожух, полуоткрытые рабочие колеса не имеют вращающегося кожуха. У этого рабочего колеса кожух установлен неподвижно в корпусе, что создает небольшой зазор между рабочим колесом и спиральным корпусом. Этот зазор должен способствовать выходу добавленных волокнистых материалов.

Крыльчатка должна быть спроектирована как радиальная и находиться в пределах диапазона удельной скорости nq = 30 . . . 50, что характерно для радиальных канализационных рабочих колес [7]. Удельную скорость nq рассчитывают согласно [8] следующим образом, используя скорость n (1/мин), расход Q (м3/с) и напор H (м):

$$nq = n \frac{\overline{Q}}{H3/4} \quad (1)$$

Расчетная точка для этого рабочего колеса дана в нормализованной форме, поскольку основное внимание в данной статье уделяется методологии оптимизации. Расчетная точка непрерывно задается для потока с Qdesign = 1,0; аналогично, для головы Hdesign = 1,0.

Одним из требований к рабочему колесу является максимальная вариативность изменения геометрии передней кромки лопаток. Предыдущие исследования показали, что рабочие колеса с классической передней кромкой часто увеличивают засорение двухканальных рабочих колес. Целью создания этого рабочего колеса является возможность использовать напечатанную на 3D-принтере геометрию для соединения передних кромок рабочего колеса, так называемых соединенных передних кромок (CLE), с максимальной вариативностью для базового рабочего колеса. Классическое рабочее колесо с двумя передними кромками и возможная конструкция CLE схематически показаны на рисунке 2.

В верхней части рисунка 2 показан классический подход для полуоткрытого двухканального рабочего колеса. В нижней части рисунка показаны два варианта возможного меридионального контура CLE: (A) показана выпуклая форма, призванная повторять ход ширины лопастей исходных лопастей. (B) показывает меридиональный контур CLE, плоский и параллельный стороне всасывания насоса.

Для базовой конструкции рабочего колеса форма двух передних кромок выбрана согласно верхней части рисунка 2. Рабочее колесо рассчитано на максимальную удельную скорость согласно указанному диапазону с удельной скоростью nq,design = 50, поскольку ожидается смещение точки наилучшей эффективности (BEP) за счет CLE в сторону меньших потоков. Такое смещение точки наилучшего КПД в сторону меньших потоков вызвано, среди прочего, тем, что эффективная площадь стороны всасывания рабочего колеса из-за уменьшения входного диаметра, а также угол входа лопатки β1 уменьшаются. Соответственно, следует ожидать более крутую характеристическую кривую для рабочего колеса с CLE по сравнению с рабочим колесом с двумя передними кромками [4].

Machine Translated by Google

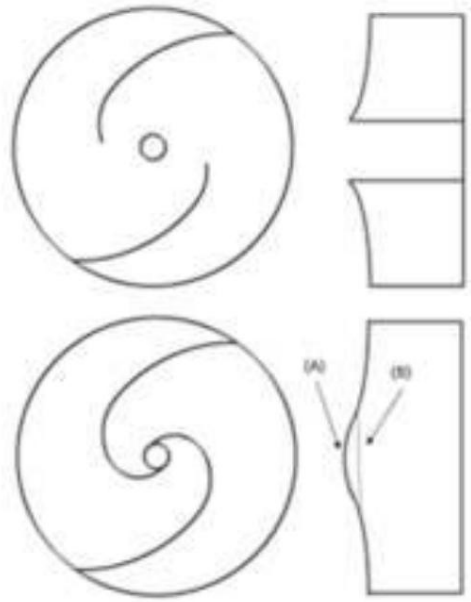


Рис. 2. Меридиональный разрез и вид в плане полуоткрытого двухканального рабочего колеса с двумя передними кромками (вверху) и для CLE (внизу), как выпуклой формы (А), так и плоской формы (Б).

Рабочее колесо рассчитано на данную улитку канализации. Предыдущие исследования этого спирального корпуса показали, что он особенно устойчив к засорению. Это необходимо для того, чтобы оценить крыльчатку на предмет склонности к засорению. Засорение спирального корпуса отрицательно влияет на общую восприимчивость гидравлики и, следовательно, на результат измерения, поскольку измерить общее количество влажных салфеток внутри насоса можно только после окончания испытания.

Спиральный контур спирального корпуса круглый. Для всех измерений используется встроенный стационарный кожух .

Теоретическая дроссельная кривая рассчитывается для рабочего колеса согласно [8]. Однако это всего лишь ссылка и подтверждается последующим моделированием и результатами измерений в ходе испытаний.

2.2. Численная поддержка.

Перед изготовлением моделируется рабочее колесо с двумя передними кромками для оценки конструкции.

Для численного моделирования используется программное обеспечение ANSYS CFX. Для рабочего колеса использована структурированная сетка. Спираль представляет собой неструктурированную сетку. Установка, включая сетку, показана на рисунке 3. Подробная информация о качестве сетки представлена в таблице 1.

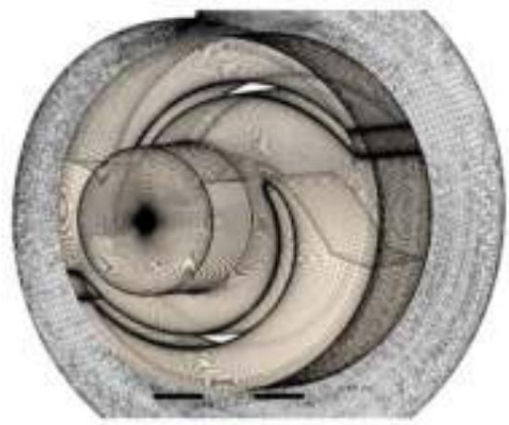


Рисунок 3. Сетка, используемая для моделирования.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Статистика сетки.

Часть	Элементы
Рабочее колесо	827 772
волюта	864 356

Моделирование рассчитывается стационарно, чтобы сократить время расчета. Модель переноса сдвигового напряжения (SST) выбрана в качестве модели турбулентности для обеспечения хорошего разрешения и сходимости как в пристенных областях, так и в свободных потоках [9].

При моделировании применены некоторые упрощения: рабочее колесо, выполненное в виде полуоткрытого двухканального рабочего колеса, моделируется без зазора в боковой стенке, поскольку в первую очередь моделирование используется для оценки общей конструкции. То же самое относится и к зазору между крыльчаткой и неподвижным кожухом, поскольку размер зазора влияет на расход влажных салфеток, который необходимо определять экспериментально. Аналогично, потери на трение диска не полностью отражаются установкой.

Соответственно, основное внимание при моделировании уделяется проверке базовой геометрии рабочего колеса. Можно предположить, что результаты моделирования лучше, чем у изготовленного рабочего колеса из-за неучтённых потерь. Это особенно относится к эффективности при больших объемных расходах, поскольку гидравлические потери при более высоких объемных расходах имеют большее влияние.

Смоделировано десять рабочих точек. Из них моделируются расчетная точка, а также три рабочие точки для меньших расходов по сравнению с расчетной точкой и шесть точек для более высоких расходов по сравнению с расчетной точкой.

Поскольку рабочее колесо представляет собой полуоткрытое двухканальное рабочее колесо, моделируемое без зазора, то бандаж считается стенкой встречного вращения. Кроме того, соединение вал-ступица ступицы предполагается в виде стенки свободного скольжения, так как в прототипе ее нет, что позволяет установить описываемый CLE.

2.3. Прототипирование

рабочего колеса. Базовое рабочее колесо с двумя передними кромками выполнено из чугуна, единственное конструктивное изменение по сравнению с моделированием — соединение вала со ступицей. Рабочее колесо изготовлено таким образом, что на центральном винте вала можно разместить напечатанное на 3D-принтере приспособление для соединения передних кромок.

Рабочее колесо, изготовленное из чугуна, показано на рисунке 4.



Рис. 4. Модификация 0 — изготовленное рабочее колесо.

Насадки изготавливаются из пластика полимолочной кислоты (PLA) с помощью 3D-принтера, так как это производство относительно недорогое и быстрое в плане внесения изменений в конструкцию. Кроме того, предыдущие испытания показали, что PLA проявляет достаточную прочность при использовании с искусственными сточными водами.

Machine Translated by Google

2.4. Процедура испытания

Стенд для испытания функциональных характеристик кафедры динамики гидросистем Берлинского технического университета имеет два резервуара: резервуар для сточных вод (WWT) и резервуар для пресной воды (FWT), каждый объемом 4 м3. Можно провести два .

различных испытания на засорение. на испытательном стенде с использованием устойчивых к разрыву влажных салфеток — испытание функциональных характеристик и испытание долговременных функциональных характеристик. Испытательная установка оснащена пережимными клапанами, которые позволяют переключаться между различными испытаниями и отключать насос. Кроме того, в FWT установлен фильтр, который отделяется от системы и удаляет все остаточные волокна в испытательном стенде. Результаты этой статьи получены с помощью долговременного функционального теста производительности. Для испытаний используют прочные на разрыв влажные салфетки согласно классам загрязнения, указанным в таблице 2 .

Таблица 2. Классы загрязнения.

Класс загрязнения	Салфетки/м3
Чистая вода (CW)	0
Низкое загрязнение (L25)	25
Среднее загрязнение (L50)	50
Высокая степень загрязнения (L100)	100

На рисунке 5 показаны влажные салфетки, использованные в эксперименте. Они имеют размеры Размер 22 × 30 см и плотность поверхности 60 г/м2 .

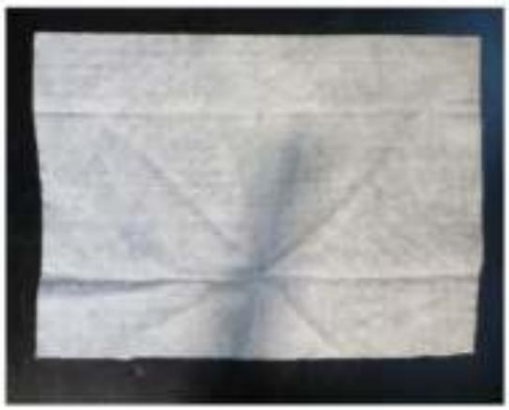


Рисунок 5. Влажные салфетки, используемые для тестов.

Как правило, в обоих испытаниях насосы испытываются при их BEP, а также при 80 % BEP при частичной нагрузке и при 120 % BEP при перегрузке. Таким образом, на испытательном стенде проводится в общей сложности девять измерений на каждое рабочее колесо.

Долговременное функциональное испытание производительности:

Долговременное функциональное испытание описывает 60-минутную перекачку искусственных сточных вод по контуру от очистной станции к очистной станции, показанную на рисунке 6. В процессе регистрируются измеренные значения напора, расхода и электрической мощности. каждую секунду. По этим данным определяется эффективность η . После испытания насос отключают и открывают, а оставшиеся влажные салфетки документируют и удаляют. Исходя из этого, степень долговременной функциональной работоспособности (DLTF) определяется по уравнению (2):

$$ДЛТФ = 2 - \frac{1}{\eta CW,OP[\ ]} \eta тест,0–60мин[\ ] \; 1 + 2 - \frac{мВт,общая[г] \quad мВт,насос[г]}{мВт,общая[г]} \tag{2}$$

Здесь первая часть DLTF представляет собой отношение усредненной эффективности за 60-минутный период измерения (ηtest,0–60min) к эффективности очистки воды в соответствующей рабочей точке (ηCW,OP). Второй член DLTF представляет собой отношение разницы

Machine Translated by Google

между общим количеством поданных салфеток (мВт, всего) и количеством салфеток, оставшихся в насосе (мВт, насос), до общего количества поданных салфеток.

Значение DLTF , равное 0, указывает на то, что рабочее колесо полностью засорено и транспортировка больше невозможна , а значение 1 описывает работу без засорения. На основании уже проведенных испытаний для прототипа требуется значение DLTF не менее 0,7, поскольку было показано, что рабочие колеса со значением выше 0,7 демонстрируют хорошие характеристики засорения и могут хорошо справляться с добавленным волокнистым материалом.

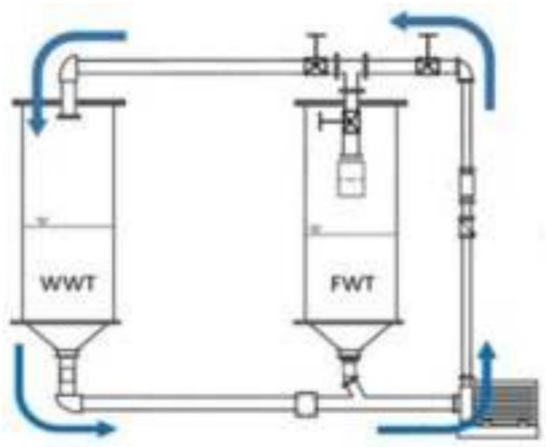


Рисунок 6. Длительный цикл функциональных испытаний.

2.5. Оптический

доступ Испытательная установка имеет оптический доступ со стороны всасывания, аналогичный оптическому доступу, представленному в [10]. С помощью эндоскопа, светодиодного светового кольца и высокоскоростной камеры можно получить более детальное представление о входе в рабочее колесо во время работы. На рис . 7 показан установленный доступ.

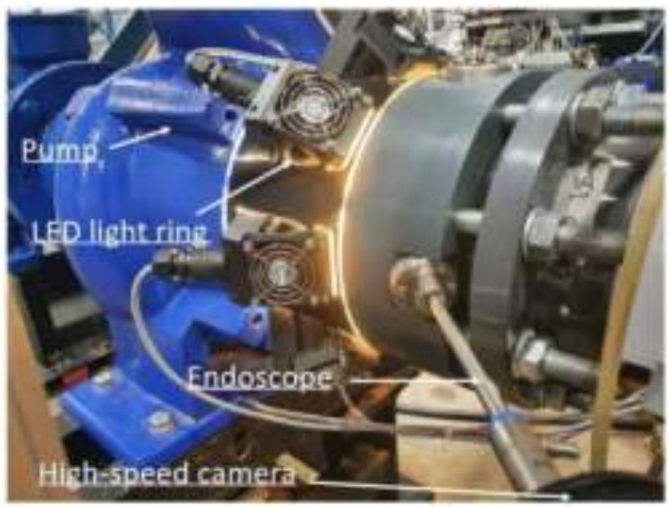


Рисунок 7. Тестовая установка для оптического доступа.

В качестве дополнительного метода измерения такой подход дает возможность описать взаимодействие потока и влажных салфеток в процессе эксплуатации и на основе результатов внести целенаправленные изменения в геометрию. В этих тестах камера записывает со скоростью 1000 кадров в секунду в течение 20 секунд с разрешением 768 × 768 пикселей. Цикл испытаний аналогичен длительному функциональному испытанию, но класс загрязнения другой. Для этих испытаний используются десять влажных салфеток на м3 воды , поскольку было показано, что при таком количестве можно легко увидеть начальное засорение, в то время как салфеток не слишком много, чтобы ухудшить оптимальное измерение.

Machine Translated by Google

Эндоскоп имеет диаметр 10 мм и угол обзора 45° . Благодаря полученному монтажному положению этот угол гарантирует, что салфетки не засоряются на эндоскопе и, таким образом, возможна равномерная подача салфеток во входное отверстие насоса.
Поле зрения 88 . Светодиодное световое кольцо состоит из восьми отдельных светодиодов, каждый из которых обеспечивает световой поток 5595 люмен.

3. Результаты и обсуждение.

3.1. Результаты — моделирование

Результаты моделирования по отношению к теоретической расчетной кривой показаны на рисунке 8. Для результатов моделирования сравниваются только кривые дроссельной заслонки друг с другом, так как оценка эффективности не проводилась.

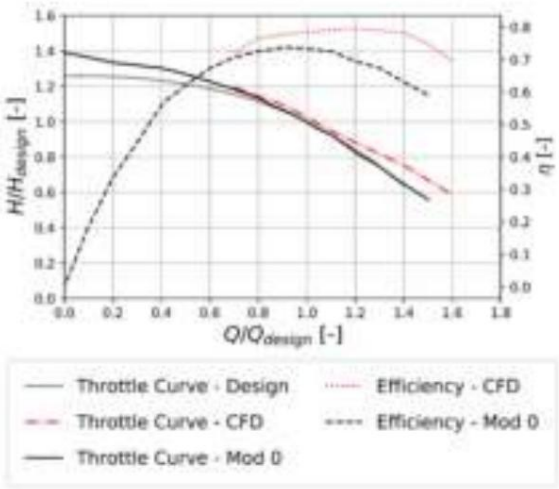


Рис. 8. Модификация 0 — характеристические кривые.

Результаты моделирования показывают ту же тенденцию изменения расчетной характеристики. Смоделированная кривая дроссельной заслонки показывает немного более высокий уровень и превосходит все расчетные рабочие точки расчетной кривой дроссельной заслонки. Это связано, в том числе, с упрощениями моделирования, описанными выше. То же самое можно сказать и об эффективности, для которой при моделировании достигается значение ηBEP,CFD = 79,5%. Однако видно, что BEP гидравлической системы с QBEP,CFD = 1,2 немного больше расчетной точки.

В целом, это сравнение показывает, что проект хорошо представлен моделированием в отношении его конструктивных характеристик. Из-за упрощенных допущений эффективность при моделировании достигает более высокого значения, чем можно было бы ожидать при измерении. Тем более, что не все гидравлические потери учтены в упрощениях. Поскольку они увеличиваются при увеличении расхода, следует ожидать сдвига оптимальной эффективности при уменьшении расхода. Аналогичным образом можно предположить пониженный КПД при BEP изготовленного рабочего колеса.

3.2. Результаты — Модификация 0

На рисунке 8 дополнительно показаны измерения характеристических кривых рабочего колеса с двумя передними кромками на испытательном стенде в зависимости от результатов моделирования, а также расчетной кривой дросселирования.

Измеренные характеристические кривые показывают ту же тенденцию моделирования вокруг расчетной точки. Моделируемые и измеренные кривые дроссельной заслонки демонстрируют почти идентичную тенденцию, особенно в направлении меньших потоков расчетной точки .

При сильной частичной нагрузке и перегрузке измеренная кривая дроссельной заслонки отклоняется от расчетной кривой дроссельной заслонки. Однако расчетная кривая дроссельной заслонки представляет собой лишь тенденцию, и ее в основном следует принимать за диапазон наилучшей эффективности.

Максимальный КПД измеренного рабочего колеса примерно на 5% ниже наилучшего значения КПД моделирования. Таким образом, BEP рабочего колеса соответствует расходу QBEP,0 = 0,9.

Machine Translated by Google

со значением эффективности ηBEP,0 = 73,9%. Это отклонение снова связано с упрощенными предположениями моделирования. Результатом этого BEP является конкретная скорость nq,0 = 48, что, учитывая граничные условия для конкретной скорости, обеспечивает хорошую отправную точку для дальнейшего процесса вставки печатной детали для CLE.

Чтобы получить представление о склонности к засорению основного рабочего колеса, для рабочего колеса в Модификации 0 проводится долговременное функциональное испытание со средним загрязнением (L50) .

Крыльчатка засоряется с результатом DLTF,0 = 0,32. Количество влажных салфеток, снятых с крыльчатки в конце испытания, соответствует 72% от количества поданных влажных салфеток. Засорение накопилось на передних кромках во время испытания и выросло оттуда. Засорение внутри рабочего колеса после окончания длительного функционального испытания можно увидеть на рисунке 9.



Рис. 9. Модификация 0 — засорение после длительной функциональной проверки (BEP, L50).

Такая геометрия крыльчатки не позволяет выгружать влажные салфетки. Из-за высокого склонность к засорению, дальнейшие испытания рабочего колеса не проводятся.

3.3. Результаты - Модификация

оптимизации 1: Для первой модификации используется напечатанная деталь для CLE с сильно выпуклой формой в меридиональном сечении, как показано на рисунке 2, пример (A), которая соответствует изменению ширины двух лопастей. Характеристические кривые модификации 1 по сравнению с модификацией 0 показаны на рисунке 10.

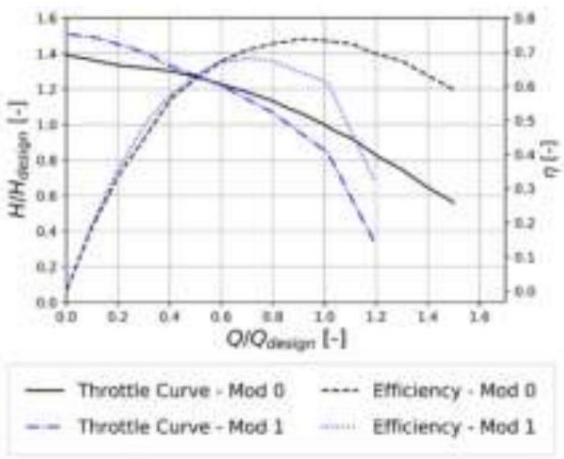


Рис. 10. Модификация 1 – характеристические кривые.

Характеристические кривые Модификации 1 показывают, что БЭП смещается в сторону меньших течет из-за CLE. Оптимальный КПД ηBEP,1 = 68,1% достигается при расходе QBEP,1 = 0,7. Результирующая удельная скорость равна nq,1 = 37 и, следовательно, находится в заданных пределах.

Machine Translated by Google

Долговременное функциональное испытание с низким уровнем загрязнения (L25) на BEP показывает плохой результат засорения с DLTF,1 = 0,19, что является недостаточным. В целом впитывается 91% из 310 г влажных салфеток, входящих в комплект поставки. Передача салфеток не представляется возможной из-за такого результата длительного функционального теста.

Результат длительного функционального испытания показывает, что подача влажных салфеток не может осуществляться при одновременном поступлении большого количества влажных салфеток в крыльчатку , что приводит к засорению крыльчатки. Кроме того, выпуклая форма CLE простирается очень далеко вперед во впускное отверстие, поэтому салфетки не могут быть выгружены через зазор между рабочим колесом и спиральным корпусом, как только засорение достигнет определенной степени.

На рисунке 11 слева показано, что скопление влажных салфеток распространяется во всасывающую трубу. Как только салфетки лежат на ЭКЛ и не подаются , засор растет в сторону всасывающего патрубка. В этом случае на самоочищение крыльчатки рассчитывать уже нельзя.



Рис. 11. Модификация 1 — засорение после длительного функционального испытания (БЭП, Л25) (слева) и оптических исследований (справа).

Оптические измерения показывают степень взаимодействия влажных салфеток с крыльчаткой. Расследование показало, что отдельные влажные салфетки свободно лежат на печатной части CLE, но перемещаются за несколько оборотов. Скриншот оптического исследования показан на рисунке 11 справа.

Как показало исследование, крыльчатка имеет подходящие характеристики свободной промывки для подачи отдельных влажных салфеток. Тем не менее, можно сказать, что крыльчатка больше не способна смывать влажные салфетки при более высоких концентрациях поступающих влажных салфеток.

Модификация 2: Вторая модификация имеет напечатанную часть CLE, плоскую и параллельную впускному отверстию насоса, в соответствии с формой (B) на рисунке 2. Это предназначено для предотвращения уменьшения расхода из-за дросселирования на всасывании. сторону во впускном патрубке из-за влажных салфеток, как это видно для Модификации 1.

Судя по характеристическим кривым на рисунке 12, максимальный КПД ηBEP,2 = 69,1% достигается при расходе QBEP,2 = 0,7. В результате рабочее колесо достигает удельной скорости nq,2 = 35. Кривая дроссельной заслонки Модификации 2 демонстрирует аналогичное поведение.
к Модификации 1.

Долговременное функциональное испытание для Модификации 2 дает DLTF,2 = 0,43 для BEP с низким уровнем загрязнения (L25). В общей сложности впитывается 64% из 309 г поставляемых влажных салфеток , что свидетельствует о значительном улучшении засорения по сравнению с Модификацией 1

Засорение внутри рабочего колеса после окончания длительного функционального испытания можно увидеть на рисунке 13 слева.

В отличие от Модификации 1, салфетки не врастают во всасывающую трубу и не дросселируют набегающий поток. Похоже, что крыльчатка достигла такой степени насыщения, при достижении которой дальнейшие протирания уже невозможны. Это особенно очевидно из того, что впитывается значительно меньшая доля влажных салфеток по сравнению с Модификацией 1.

Machine Translated by Google

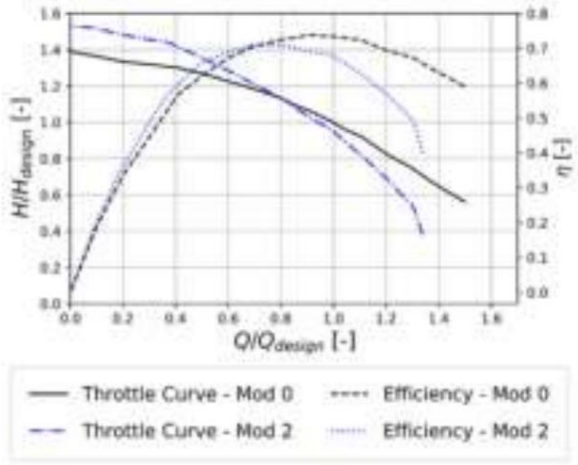


Рис. 12. Модификация 2 – характеристические кривые.

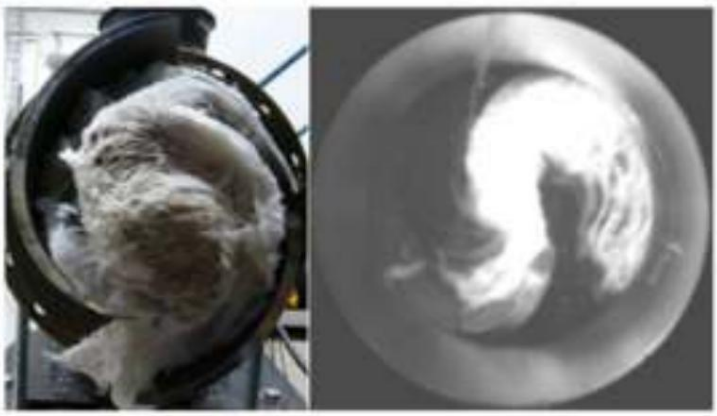


Рис. 13. Модификация 2 — засор после длительного функционального испытания (БЭП, Л25) (слева) и оптических исследований (справа).

С помощью оптических наблюдений на рисунке 13 справа видно , что влажные салфетки, всасываемые по центру, также попадают в центр CLE аналогично Модификации 1, где они накапливаются. Кроме того, засорение CLE увеличивается между началом и концом испытания, что можно обнаружить с помощью оптических исследований. Геометрия крыльчатки не позволяет выгружать влажные салфетки. Аналогично, влажные салфетки не могут ослабляться под воздействием следующих поступающих влажных салфеток. Соответственно, этот плоский контур также не является оптимальным для подачи влажных салфеток и имеет тенденцию к засорению, даже если результат засорения улучшен по сравнению с Модификацией 1.

В целом модификация не способна транспортировать влажные салфетки даже в небольших концентрациях, даже если эта модификация демонстрирует незначительную насыщенность влажных салфеток и, следовательно, имеет более высокий DLTF.

Модификация 3: Для третьей модификации изготавливается еще одна печатная деталь, которая сочетает в себе хорошие транспортировочные характеристики Модификации 1 с преимуществами осевой длины Модификации 2 в отношении максимального количества впитываемых влажных салфеток.

Третья модификация имеет значительно меньшую выпуклую форму по сравнению с Модификацией 1 для уменьшения осевой длины и сохранения транспортных характеристик. Аналогично первым двум модификациям, на рис. 14 показаны характеристические кривые Модификации 3.

Модификация 3 имеет BEP, как и две другие модификации, QBEP3 = 0,7. Наилучший КПД для этой модификации составляет ηBEP,3 = 64,5%. Эта модификация приводит к определенной скорости nq,3 = 37.

Machine Translated by Google

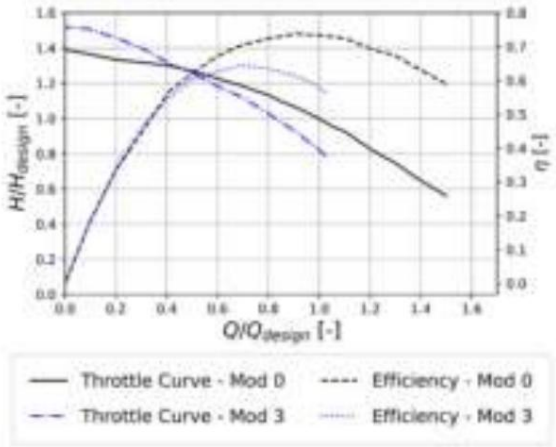


Рис. 14. Модификация 3 – характеристические кривые.

Также проводится долговременное функциональное испытание с низким уровнем загрязнения (L25). за эту модификацию. Рабочее колесо достигло DLTF,3 = 0,98. В конце измерения крыльчатка не впитала в себя влажные салфетки из поставляемых 299 г.
недостающие 2% DLTF также могут быть отнесены в соответствии с уравнением (2) к незначительному гидравлическому провалы во время теста, которые происходят из-за кратковременных засоров в тесте, вызванных влажной салфетки. Однако крыльчатка способна непрерывно выгружать влажные салфетки.

Импеллер обеспечивает непрерывную подачу влажных салфеток в каналы. период измерения для этого типа CLE.

В таблице 3 показаны результаты длительных функциональных тестов производительности для всех девяти настройки измерения:

Таблица 3. Результаты измерений: DLTF для Модификации 3 для трех рабочих точек.

K/QBEP	Л25	Л50	Л100
0,8	0,97	0,99	0,94
1,0	0,98	0,91	0,94
1,2	0,74	0,90	0,74

Никаких дополнительных модификаций не требуется, так как рабочее колесо превышает требуемую степень долговременная функциональная производительность 0,7 для всех точек измерения и, таким образом, имеет лучшее засоряющее поведение из всех модификаций.

3.4. Сравнение результатов

В целом оптимизация показывает значительное улучшение DLTF и , следовательно, подверженность засорению, как видно на рисунке 15.

Модификация 0 демонстрирует плохой результат засорения при загрязнении среды двумя передние кромки. При использовании CLE первая модификация также достигает недостаточного результата в длительном функциональном тесте производительности. Это улучшается целенаправленными изменениями в геометрии путем обнаружения слабых мест с помощью оптических тестов, а также длительное функциональное испытание.

Вторая модификация по-прежнему демонстрирует высокую склонность к засорению влажными салфетками, хотя DLTF значительно улучшен.

Благодаря обновленной оптимизации, основанной на результатах оптических тестов и испытаний В результате обеих предыдущих модификаций тестируется модификация, обеспечивающая отсутствие засорения. результат для низкого загрязнения. Аналогичным образом будет достигнут требуемый DLTF более 0,7. для всех загрязнений, в БЭП, при частичной нагрузке и при перегрузке.

Machine Translated by Google

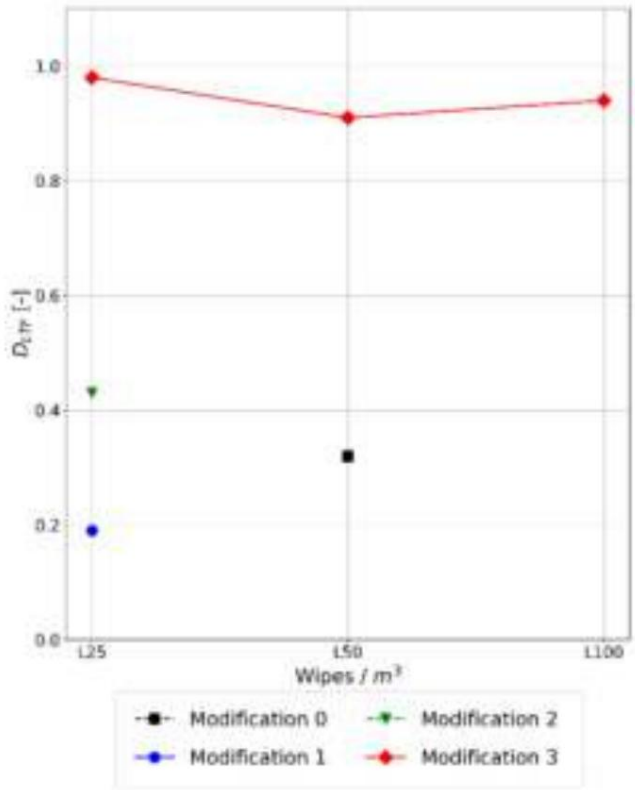


Рисунок 15. Обзор DLTF для протестированных модификаций для Q/QBEP = 1.0.

4. Выводы

Использование моделирования расчетного рабочего колеса для сточных вод в сочетании с испытательным стендом для проверки склонности к засорению показало, что рабочие колеса для канализационных насосов можно проектировать и оптимизировать в соответствии с конкретными критериями. Использование оптического доступа особенно примечательно для решения проблемы взаимодействия между влажными салфетками и крыльчаткой, а также для внесения конкретных изменений в конструкцию.

Вклад автора: концептуализация, БД и PUT; методология, БД и ПУТ; программное обеспечение, БД; валидация, БД и PUT; формальный анализ, БД; расследование, БД; ресурсы, БД и ПУТ; курирование данных, БД; письменность – подготовка оригинального черновика, БД; написание — просмотр и редактирование, ПУТ; визуализация, БД; надзор, ПУТ; администрация проекта, ПУТ Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: данные, представленные в этом исследовании, доступны по запросу у соответствующего автора. Данные не являются общедоступными в связи с тем, что это стандартизированные данные, которые лишь подтверждают методику оптимизации канализационных рабочих колес на стенде в целом.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Фон Сперлинг, М. Характеристики, очистка и утилизация сточных вод; Издательство IWA: Лондон, Великобритания, 2007 г.; Том 1.
2. Герлах, С.; Тамсен, П.У. Счетчики последовательности очистки засорения — количественная оценка в реальных условиях эксплуатации канализационного насоса. В материалах летнего собрания подразделения ASME 2017 Fluids Engineering, Вайколоа, Гавайи, США, 31 июля – 3 августа 2017 г.
3. Митчелл, Р.-Л. Причины, последствия и решения эксплуатационных проблем в системах сточных вод, связанных с нетканными влажными салфетками; Mensch und Buch Verlag: Берлин, Германия, 2019.
4. Гулих Дж. Центробежные насосы, 3-е изд.; Шпрингер: Берлин, Германия, 2008 г.
5. DIN EN ISO 9906: 2013-03; Kreiselpumpen – Hydraulische Abnahmeprüfungen – Klassen 1, 2 и 3. Beuth Verlag: Берлин, Германия, 2013.

Machine Translated by Google

6. Полер, М. Experimentelle Entwicklung Eines Standardisierten Abnahmeverfahrens für Abwasserpumpen; Mensch und Buch Verlag: Берлин, Германия, 2020.
7. Сурек, Д. Pumpen für Abwasser-und Kläranlagen: Auslegung und Praxisbeispiele; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2014.
Пфлайдерер, К.; Петерманн, Х. Strёмунгсмашинен, 7-е изд.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2006. 8.
9. Верстег, Гонконг; Маласекера, В. Введение в вычислительную гидродинамику, 2-е изд.; Pearson Education Limited: Эссекс, Великобритания, 2007.
10. Стеффен, М.; Тамсен, П.Ю. Визуализация взаимодействия рабочего колеса и ткани в насосе для сточных вод. В материалах Летнее собрание отдела гидротехники ASME 2021, виртуальное, 10–12 августа 2021 г.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние вихревой кавитации с наконечником утечки на поле течения при Кавитационная нестабильность

Ёнгук Юн и Сын Джин Сон *

Факультет машиностроения, Сеульский национальный университет, Сеул 08826, Республика Корея; truesky1218@snu.ac.kr
* Переписка: sjsong@snu.ac.kr

Аннотация: Кавитационные неустойчивости могут вызывать осевые и окружные вибрации, а также шум в индукторах турбонасосов. Поэтому целью настоящей работы является изучение механизма кавитационной неустойчивости. Поле течения вблизи передней кромки двухлопастного индуктора в условиях попеременно лопастной кавитации экспериментально исследовалось с помощью метода частиц по изображению скорости (PIV). Было обнаружено, что вихревая кавитация утечки на вершине тянет поток к области своего схлопывания и вызывает отрицательное изменение падения на соседнюю лопатку. Более того, это взаимодействие между лопатками было идентифицировано как основная причина попеременной кавитации лопаток. Кроме того, было продемонстрировано, что это взаимодействие между лопатками наиболее сильное, когда схлопывание полости происходит в области горловины индуктора, где расположена передняя кромка следующей лопатки.

Ключевые слова: турбонасосный индуктор; кавитационная нестабильность; измерение скорости изображения частиц (PIV)

1. Введение

Кавитационная нестабильность индуктора может вызвать серьезный шум и вибрацию, что может привести к выходу из строя двигательной установки. Поэтому их типам и идентификации уделяется значительное внимание. Например, Цудзимото и др. [1] наблюдали различные кавитационные неустойчивости, возникающие в трехлопастном индукторе, и разделяли их на локальные неустойчивости, такие как суперсинхронная вращающаяся кавитация, и глобальные неустойчивости, такие как кавитационный всплеск. Аналогичным образом, Cervone et al. [2] экспериментально наблюдали кавитационную неустойчивость, называемую попеременной кавитацией лопаток, в двухлопастном индукторе. Эти различные кавитационные неустойчивости имеют разные частотные и пространственные характеристики, которые можно идентифицировать с помощью преобразования Фурье и измерений окружного неста

Для прогнозирования кавитационной неустойчивости и анализа ее механизма были предложены различные аналитические модели . Цудзимото и др. В [3] для прогнозирования вращающейся кавитации использовался метод приводного диска , в котором вводились квазистационарные сосредоточенные параметры, такие как коэффициент прироста массового расхода и податливость кавитации. Исследование показало, что фактор прироста массового расхода играет ключевую роль в кавитационной неустойчивости. Аналогичным образом, Ватанабэ и др. [4] и Хоригучи и др. [5] провели анализ устойчивости с использованием метода сингулярностей, предсказывая различные кавитационные неустойчивости, включая вращающуюся кавитацию, распростран

Однако эти методы не могут адекватно отразить трехмерную природу кавитации индуктора, которая в основном состоит из вихревой кавитации с утечкой на кончике (TLVC). Предыдущие исследования показали, что TLVC имеет очень сложную трехмерную структуру, включая сильную турбулентность, а не квазистационарную структуру с глянцевыми поверхностями, которую можно наблюдать в двумерных полостях листового типа. Ченг и др. [6] предположили, что разработка TLVC значительно изменит распределение кинетической энергии завихренности и турбулентности поля потока, но из-за сложных характеристик потока до сих пор не существует простого способа управления TLVC. Кроме того, Ченг и др. [7] выполнили моделирование больших вихрей (LES) и показали, что большое количество турбулентной кинетической энергии создается вокруг области TLVC из-за взаимодействия между тремя различными вихревыми структурами (вихрь утечки на кончике, вихрь отрыва кончика и индуцированный вихрь).

check for updates

Цитирование: Юн, Ю.; Сонг, С.Дж. Влияние вихревой кавитации с утечкой на наконечнике Поле течения при кавитации Нестабильность. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 17. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020017

Академические редакторы: Янош Габор Вад, Чаба Хорват и Тамаш Бенедек

Поступила: 13 февраля 2023 г.
Пересмотрено: 18 апреля 2023 г.
Принято: 4 мая 2023 г.
Опубликовано: 1 июня 2023 г.

Копирайт: © 2023 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/).

Machine Translated by Google

Таким образом, были проведены трехмерные численные подходы и эксперименты для исследования механизма кавитационной неустойчивости. Например, Канг и др. [8] провели трехмерное численное моделирование, показав, что кавитационная неустойчивость начинает возникать, когда полость на лопатке взаимодействует с передней кромкой соседней лопатки. Кроме того, Ким и Сонг [9] провели экспериментальное исследование вращающейся кавитации, продемонстрировав, что кавитация уменьшает попадание следующей лопатки с использованием велосиметрии с изображением частиц (PIV) и высокоскоростной визуализации. Тем не менее, хотя в этих исследованиях был предложен механизм взаимодействия лопастей при кавитационной неустойчивости, в исследованиях было рассмотрено лишь несколько избранных случаев .

Таким образом, настоящее исследование исследует взаимодействие между полостью и полем потока в различных условиях эксплуатации для двухлопастного индуктора, используя PIV для количественной оценки изменения поля скорости вокруг передней кромки лопасти. Кроме того, исследование направлено на анализ взаимодействия лопаток при попеременной кавитации лопаток.

2. Экспериментальная

установка Эксперименты проводились в водном туннеле Сеульского национального университета (SNU-WT), как схематически показано на рисунке 1. SNU-WT включает в себя резервуар для воды, электрический нагреватель, расходомер, подкачивающий насос, регулирующий клапан и испытательная секция индуктора, позволяющая независимо контролировать коэффициент расхода и число кавитации. Кроме того, чтобы предотвратить попадание частиц размером более 1 микрона в испытательную установку, была встроена фильтрационная камера. Подробное описание установки можно найти у Кима и Сонга [9]

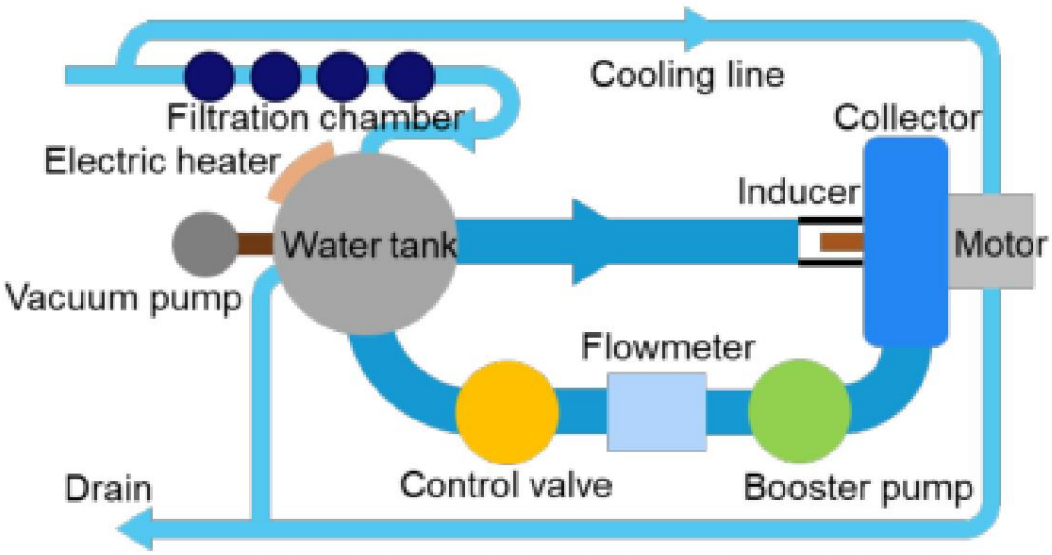


Рисунок 1. Принципиальная схема водного туннеля Сеульского национального университета.

Для определения числа кавитации и выявления неустойчивости кавитации проводились измерения как установившегося, так и нестационарного давления. На входе и выходе индуктора были установлены четыре датчика пневматического давления (Druck PMP 5073), а на входном корпусе индуктора заподлицо - пять датчиков нестационарного давления (Kulite HKM-375). Кроме того, для измерения PIV корпус индуктора был изготовлен из прозрачного акрила. Поле течения измерялось с помощью лазера Litron L 200-15 PIV и камеры Phantom v2640.

В настоящем исследовании был рассмотрен двухлопастной индуктор (рис. 2). Подробности об индукторе можно найти в [10]. Все эксперименты проводились при расчетном коэффициенте расхода , и число кавитации постепенно снижалось от состояния отсутствия кавитации до состояния, близкого к суперкавитации, что вызывало сильную чередующуюся кавитацию лопаток.

Machine Translated by Google



Рисунок 2. Геометрия тестового индуктора.

3. Результаты эксперимента и их обсуждение.

Для количественной оценки взаимодействия лопастей поле потока возле передней кромки лопасти было получено в условиях отсутствия кавитации и усреднено по интересующей области, как показано на рисунке 3.

Фоновое изображение на рисунке 3 представляет собой необработанное изображение, снятое при постоянном освещении с помощью высокоскоростной камеры. Изображения перекрывающихся частиц были получены при импульсном лазерном освещении, результирующие векторы скорости показаны зеленым цветом. Красным пунктиром обозначена область, по которой были усреднены векторы скорости для определения среднего вектора скорости вблизи передней кромки лопасти.

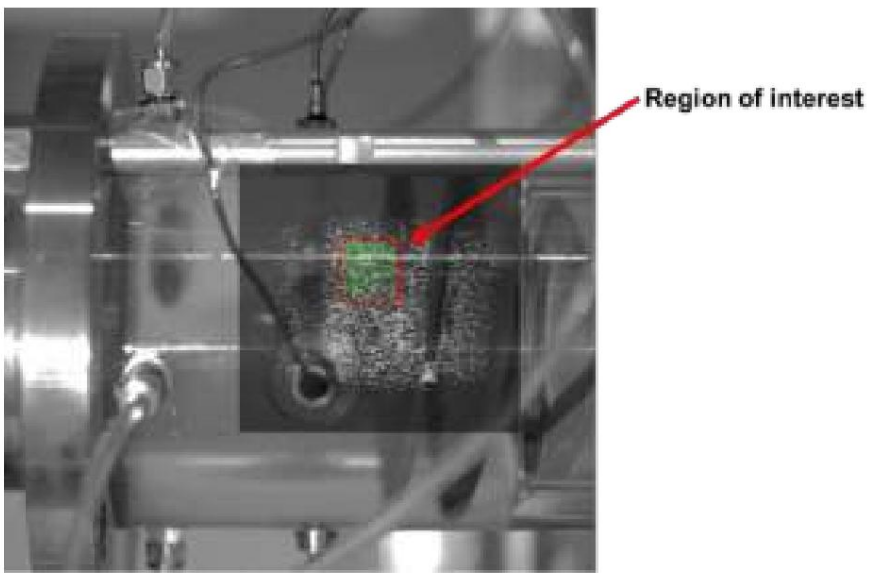


Рисунок 3. Область интереса PIV.

В условиях кавитации был проведен тот же расчет и получена разность векторов средних скоростей. При попеременной кавитации лопаток передние кромки двух лопаток обрабатывались раздельно из-за асимметрии полости.

Наконец, эти различия скоростей были преобразованы в изменения падения во вращающейся системе отсчета α. В настоящем исследовании использовалась функция представления взаимодействия между лезвиями. Δ α Δ α (В этом α1 (α1) и угол наклона лопаток (численная разница α1 между двумя значениями), который определяется как разность между потоком невелика из-за небольшого угла развала лопатки индуктора, угол падения больше подходит для проведенного анализа турбомашин) в этой статье).), использовался вместо угла атаки. Хотя

Machine Translated by Google

В этом исследовании возникновение альтернативной кавитации лопаток исследовалось с помощью измерений нестационарного давления на входе в корпус индуктора. На расстоянии 0,15 D перед передней кромкой наконечника индуктора (где D — диаметр корпуса индуктора) заподлицо устанавливался датчик нестационарного давления, и данные отбирались со скоростью 2000 измерений в секунду. Поскольку в ходе эксперимента число кавитации уменьшалось, сигнал нестационарного давления с отфильтрованной постоянной составляющей преобразовывался Фурье для изучения альтернативной лопастной кавитации. Результаты преобразования Фурье показаны на рисунках 4 и 5 для кавитации равной длины и попеременно-лопастной кавитации соответственно. В обоих случаях наблюдался пик при нормированной частоте 2, обусловленный частотой прохождения лопаток двухлопастного индуктора. Однако, если система находилась в состоянии кавитации с чередующимися лопатками, как показано на рисунке 5, пик при нормализованной частоте 1 (которая равна частоте вращения вала) возбуждался из-за асимметрии кавитац
На рис . 6 наглядно продемонстрирована асимметрия развития каверн при попеременной кавитации лопаток, когда на разных лопатках развиваются как длинные, так и короткие каверны, образующие асимметричный рисунок, остающийся неподвижным во вращающейся раме. Таким образом, пик при нормализованной частоте 1 использовался для оценки того, произошла ли кавитация попеременной лопатки, а его величина отражала силу нестабильности. В эксперименте и величина коэффициента Фурье, и разница между длинами двух полостей показали одинаковую тенденцию, и поэтому оба были использованы для представления величины кавитации попеременных лопаток.

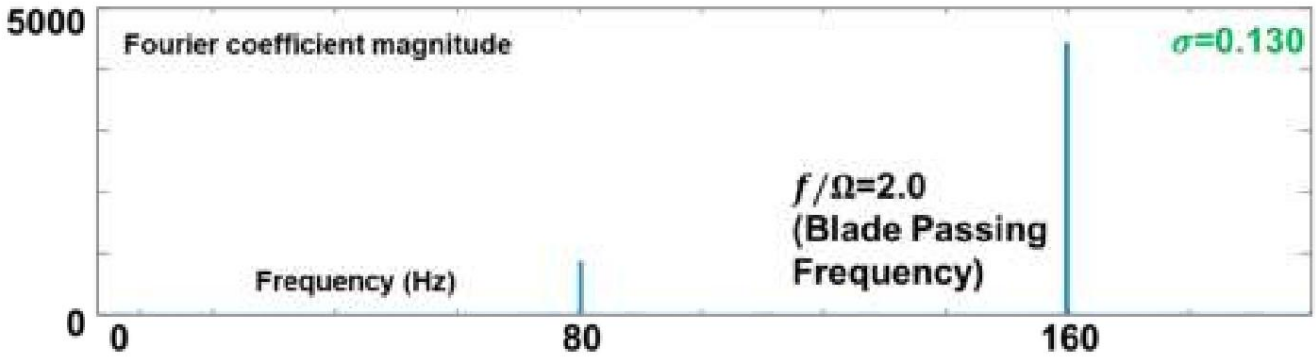


Рисунок 4. Типичные частотные следы при кавитации одинаковой длины.

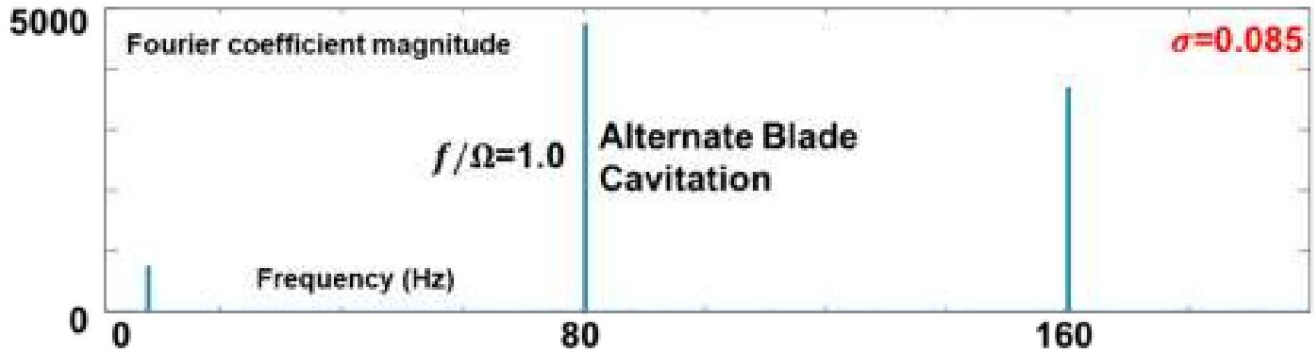


Рис. 5. Типичные частотные зависимости при двухлопастном индукторе с попеременной лопастной кавитацией.

На рис . 6 также показана трехмерная природа полости индуктора тока. Из-за загнутой назад передней кромки индуктора двумерная полость листового типа в области втулки подавлена , а большая часть полости развита в области вершины. В области кончика разница давлений между стороной давления и стороной всасывания лопасти заставляет жидкость проходить через зазор кончика. Этот поток зазора наконечника создает слой сдвига с основным потоком и, следовательно, генерируется вихрь (вихрь зазора наконечника). В то время как в ядре вихря создается область низкого давления , внутри вихря происходит кавитация (TLVC). Кроме того, TLVC демонстрирует сильно прерывистое поведение из-за большой турбулентной кинетической энергии на

Machine Translated by Google

вихревая область [5,6]. Таким образом, при высокоскоростной визуализации пузырчатая поверхность видна не как блестящая поверхность, а как яркая область. Кавитация в вихревой области отделения наконечника , показанная на правой стороне рисунка 6 , также указывает на то, что поток зазора наконечника является основным источником кавитации для испытательного индуктора.

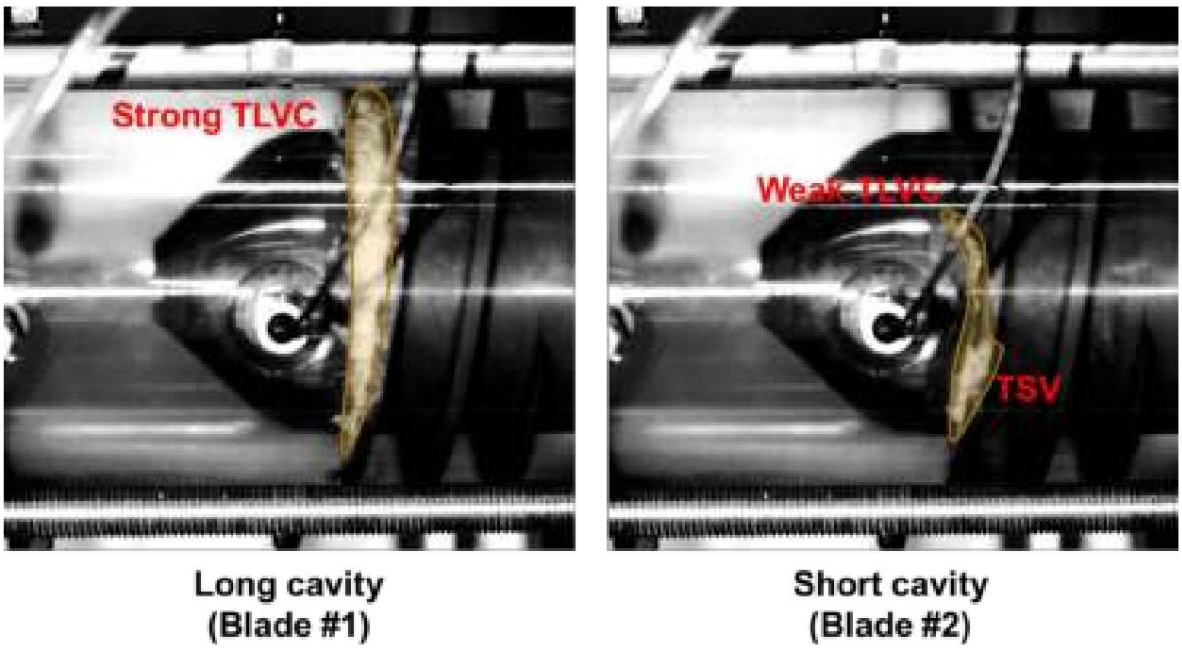


Рисунок 6. Визуализация попеременной кавитации лопаток.

Из-за сильного осевого течения, вызванного коллапсирующей полостью, α имеет отрицательный знак. $\Delta\alpha$
в большинстве ситуаций. На рисунках 7–9 показаны графики вектора поля потока в интересующей области PIV в условиях отсутствия кавитации и поочередной лопастной кавитации. Ось X и ось Y векторных графиков нормализованы по ширине и высоте интересующей области (показано на рисунке 3). Таким образом, квадрат, определяемый координатами (0,0) и (1,1), соответствует всей интересующей области. На рисунках 8 и 9 показаны оба лезвия 1 и 2 для сравнения эффекта большей и меньшей полостей. На рисунке 7 видно, что в районе передней кромки лопатки из-за неблагоприятного градиента давления индуктора развивается противоток.
На рисунке 8 аналогичная структура течения развивается вблизи передней кромки лопатки 1 (лопасти пронумерованы как 1 и 2, что соответствует лопатке с большей полостью и меньшей полостью при попеременной кавитации лопатки соответственно). Следовательно, меньшая полость, образовавшаяся у лопасти 2, недостаточно развита для взаимодействия с передней кромкой следующей лопас

Однако, как показано на рисунке 9, на передней кромке лопасти 2 развивается сильное осевое течение . Это является результатом схлопывания полости, происходящего вблизи передней кромки лопасти 2. Полость, образовавшаяся на лопасти 1, достаточно велика, чтобы взаимодействовать. с передней кромкой следующего лезвия . Поэтому он разрушается из-за высокого давления в области горла и увлекает за собой окружающую жидкость, создавая сильный осевой поток. Этот осевой поток уменьшает падение следующей лопатки и препятствует развитию полости.

Существование критической длины полости, позволяющей ей взаимодействовать с передней кромкой следующей лопатки, также может быть подтверждено на ранних стадиях развития полости. При числах кавитации 0,130 и 0,115 нормированная длина каверны меньше 0,5, и каверна развивается в виде равнодлинной кавитации (на обеих лопатках развивается одна и та же каверна). На рисунках 10 и 11 полость визуализирована в обоих числах кави Видно, что полости недостаточно велики, чтобы достигать передней кромки следующей лопатки, и на падение не оказывается никакого влияния. Что касается следующей лопатки, эти полости такие же, как и в состоянии отсутствия кавитации.

Machine Translated by Google

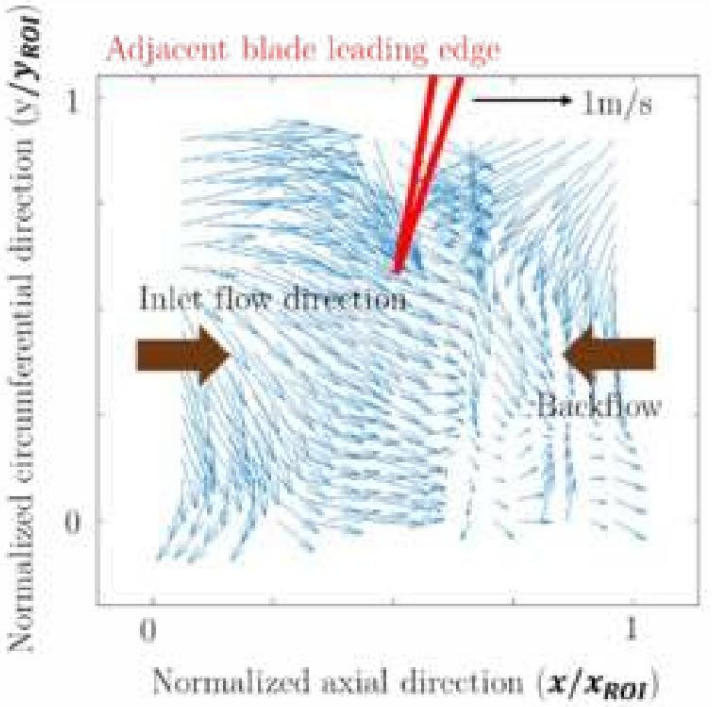


Рис. 7. Поле течения возле передней кромки лопатки в некавитационном состоянии.

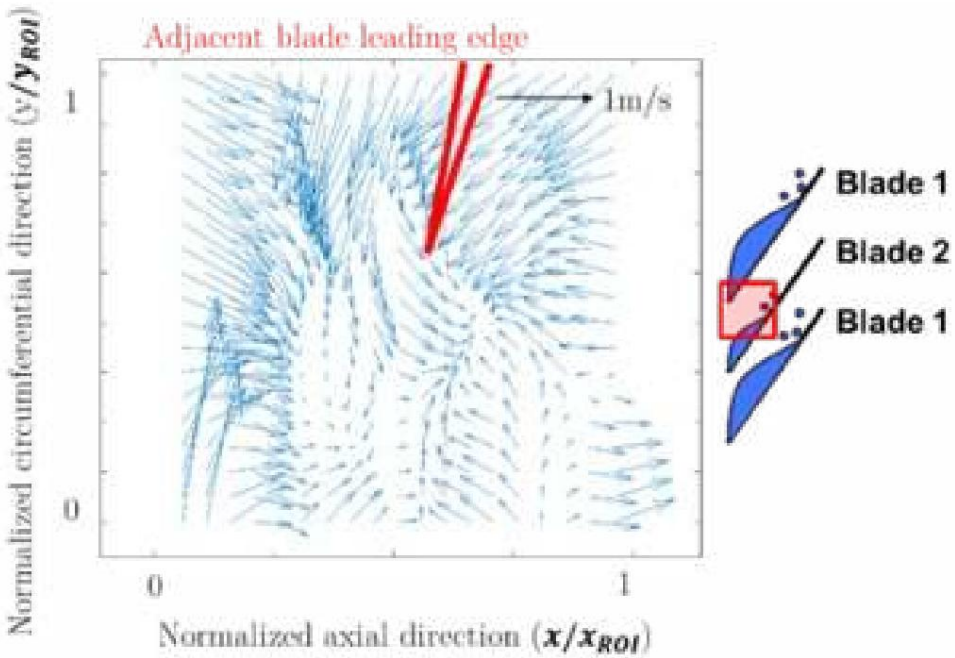


Рис. 8. Поле течения вблизи передней кромки лопатки 1 при поочередной кавитации лопатки.

Machine Translated by Google

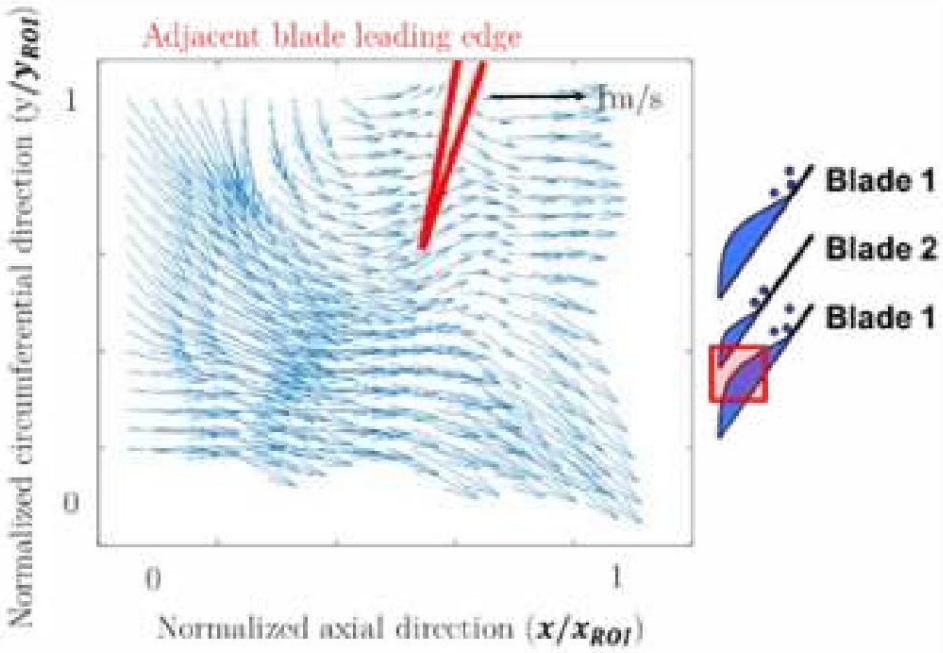


Рис. 9. Поле течения возле передней кромки лопатки 2 при поочередной кавитации лопатки.

На рисунке 12 суммированы результаты эксперимента при различных числах кавитации, которые определяются следующим образом:

$$\sigma = \frac{p_{inlet} - p_{v}}{\frac{1}{2}\rho U_{tip}^2}. \quad (1)$$

По оси ординат на рисунке 12 расположена нормализованная длина полости, которая представляет собой длину полости, деленную на длину хорды горла индуктора, как показано на правой вставке рисунка 12. Когда число кавитации падает ниже 0,110, график длины полости раздваивается: а максимальная разница наблюдается примерно при σ = 0,085. Красная линия представляет большую длину полости, а синяя линия — меньшую. На рис . 12 показано , что после начала поочередной лопастной кавитации величина (или разница между длинами двух полостей) увеличивается до тех пор, пока не достигнет определенного числа кавитации, после чего она снова начинает уменьшаться.

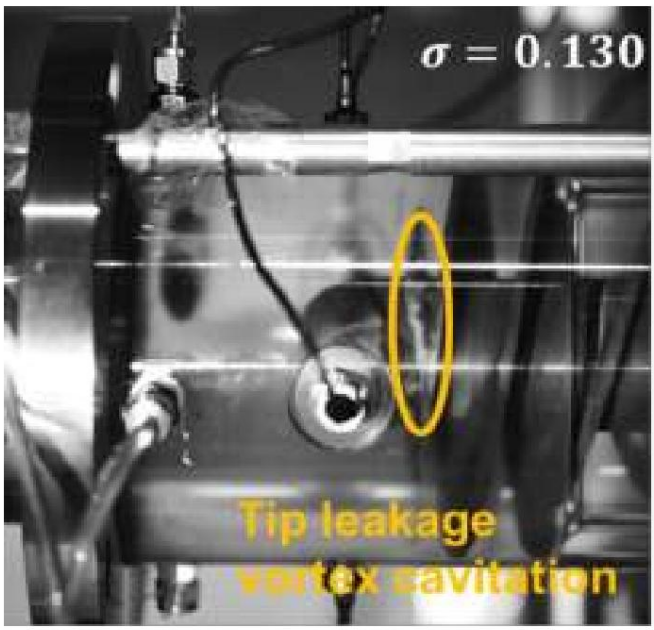


Рис. 10. Скоростная визуализация полости при σ = 0,130. = 0,130

Machine Translated by Google

= 0,130

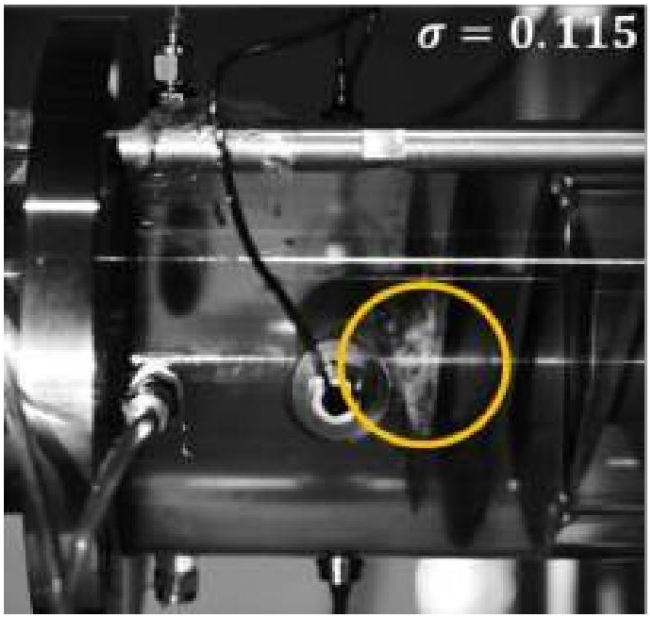


Рис. 11. Скоростная визуализация полости при σ = 0,115. = 0,115

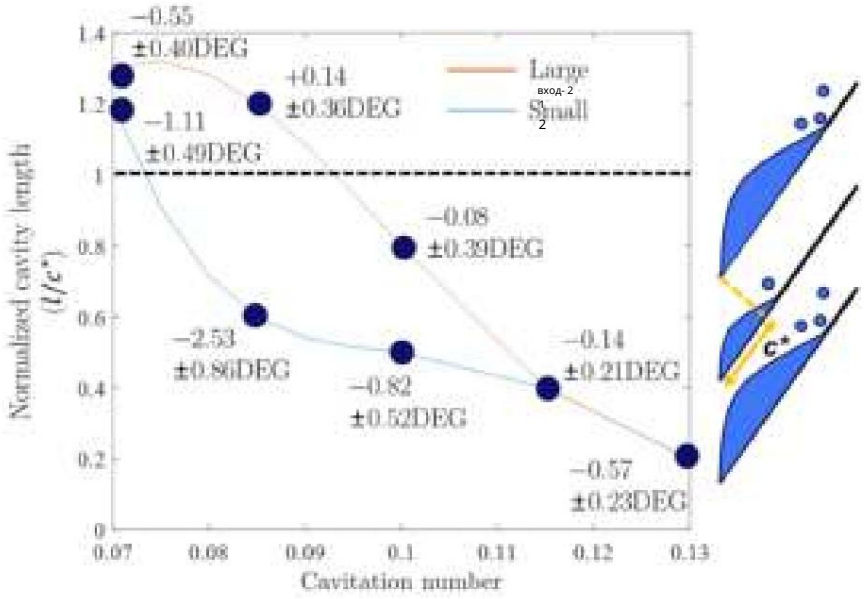


Рисунок 12. Длина каверны и изменение угла падения при различных числах кавитации.

Темно-синие точки и подписи на рисунке 12 обозначают αs при заданном числе кавитации и лопасти. Кавитация поочередной лопасти вызвана неравномерным падением каждой лопасти, как показано на рисунках 8 и 9. Полость на красной ветви достаточно велика, чтобы взаимодействовать с передней кромкой следующей лопасти, и она вызывает сильный осевой поток, приводящий к уменьшение падения следующего лезвия. В результате нагрузка на следующую лопатку (синяя ветвь) уменьшается, а также уменьшается степень вихревой кавитации утечки на конце (TLVC) . Измеренные αs при различных числах кавитации могут объяснить изменение величины кавитации попеременной лопатки, что также наблюдалось Хуангом и др. [11]. Кавитация альтернативных лопаток достигает максимальной величины, когда нормализованная длина большей полости составляет около 1. Уменьшение падения из-за большей полости становится меньше до и после этой точки. Таким образом, можно заключить, что величина α максимальна, когда , где c нормированная длина резонатора близка к 1 (l c — длина хорды между передней кромкой лопатки и горловиной). При уменьшении числа кавитации длина полости увеличивается, что привод

Machine Translated by Google

α и переменная кавитация лопаток до тех пор, пока длина полости не достигнет с. . Как только полость Длина не достигнет ϲ α , и переменная кавитация лопаток не начнет уменьшаться.

Физически максимальное значение α при l с можно объяснить положением коллапса полости. Когда пузырек полости на задней кромке TLVC схлопывается, это вызывает сильный осевой поток и уменьшает падение следующей лопатки. По данным Канга и др. В [8] ключевую роль играет положение заднего фронта TLVC. Поэтому, если положение схлопывания каверны совпадает с передней кромкой следующей лопатки, α максимизируется и попеременная кавитация лопатки становится наиболее сильной. Более четко это видно на рисунках 13 и 14. На рисунке 13 показана полость большего размера при σ = 0,085, а на рисунке 14 показана полость большего размера при σ = 0,070. При σ = 0,085 большая часть полостей схлопывается вблизи передней кромки следующей лопатки. Однако при σ = 0,070 TLVC расширяется до l/c = 1,3, и гораздо меньше полостей схлопываются вблизи передней кромки следующей лопатки. Это уменьшает наведенный осевой поток и, соответственно, меньше уменьшает угол падения следующей лопатки.

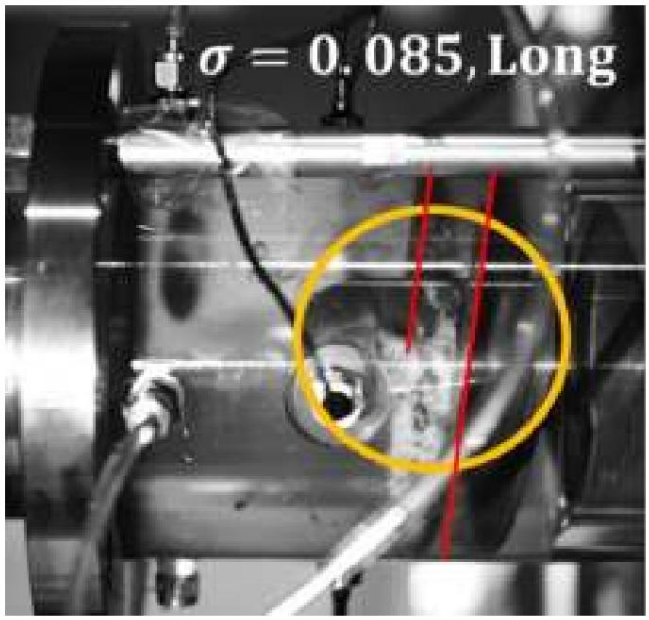


Рис. 13. Визуализация полости при σ = 0,085.

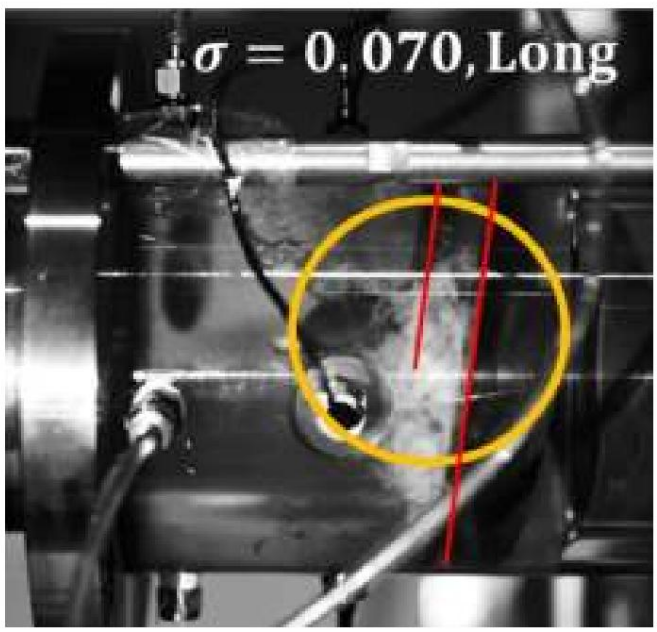


Рис. 14. Визуализация полости при σ = 0,070.

Machine Translated by Google

4. Резюме и выводы

Таким образом, в этом исследовании исследуется взаимосвязь между полостью и ее взаимодействием со следующей лопастью в двухлопастном индукторе. В исследовании используются экспериментальные методы, такие как PIV и высокоскоростная визуализация полости, для количественной оценки взаимодействия и его влияния на протяженность TLVC следующего лезвия. Результаты показывают, что коллапс полости уменьшает падение следующей лопатки, что приводит к альтернативной кавитации лопатки . Исследование также объясняет, что максимальная величина кавитации поочередной лопатки возникает, когда нормализованная длина полости составляет около 1, и полость разрушается вблизи передней кромки следующей лопатки.

Вклад авторов: концептуализация, YY и SJS; Методология, ГГ; Программное обеспечение, ГГ; Валидация , ГГ; Формальный анализ, ГГ; Расследование, ГГ; Ресурсы, SJS; Курирование данных, ГГ; Письмо — подготовка оригинального черновика, ГГ; Написание — обзор и редактирование, YY и SJS; Визуализация, ГГ; Надзор, СЖС; Администрация проекта, SJS; Привлечение финансирования, SJS. 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: Работа выполнена при поддержке программы BK21+ и Института перспективных машин и дизайна Сеульского национального университета (SNU-IAMD).

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Цудзимото, Ю.; Ёсида, Ю.; Маэкава, Ю.; Ватанабэ, С.; Хашимото, Т. Наблюдение осциллирующей кавитации индуктора. Дж. Жидкости англ. Пер. АСМЭ 1997, 119, 775–781. [Перекрестная ссылка]

2. Червоне, А.; Браманти, К.; Раппоселли, Э.; Торре, Л.; д'Агостино, Л. Экспериментальная характеристика кавитационных неустойчивостей в Двухлопастной осевой индуктор. Дж. Пропуль. Власть 2006, 22, 1389–1395. [Перекрестная ссылка]

3. Цудзимото, Ю.; Камидзё, К.; Йошида, Ю. Теоретический анализ вращающейся кавитации в индукторах. Дж. Жидкости Eng. Пер. АСМЭ 1993, 115, 135–141. [Перекрестная ссылка]

4. Ватанабэ, С.; Сато, К.; Цудзимото, Ю.; Камидзё, К. Анализ вращающейся кавитации в каскаде с конечным шагом с использованием закрытой полости Модель и метод особенностей. Дж. Жидкости Eng. Пер. ASME 1999, 121, 834–840. [Перекрестная ссылка]

5. Хоригучи, Х.; Ватанабэ, С.; Цудзимото, Ю. Анализ линейной устойчивости кавитации в рабочем колесе с ограниченным числом лопастей. Дж. Жидкости Eng. Пер. АСМЭ 2000, 122, 798–805. [Перекрестная ссылка]

6. Ченг, Х.; Джи, Б.; Лонг, Х.; Хуай, В.; Фархат, М. Обзор кавитации в потоке утечки из кончика и ее контроль. Дж. Гидродин. 2021, 33, 226–242. [Перекрестная ссылка]

7. Ченг, Х.; Бай, Х.; Лонг, Х.; Джи, Б.; Пэн, Х. Моделирование больших вихрей кавитационного потока с утечкой на кончике с пониманием того, как Кавитация влияет на завихренность и турбулентность. Прил. Математика. Модель. 2020, 77, 788–809. [Перекрестная ссылка]

8. Канг, Д.; Ёнедзава, К.; Хоригучи, Х.; Кавата, Ю.; Цудзимото, Ю. Причины кавитационной нестабильности в трехмерном индукторе. Межд. Дж. Жидкая Маха. Сист. 2009, 2, 206–214. [Перекрестная ссылка]

9. Ким, Дж.; Сонг, С. Дж. Визуализация механизма вращающихся кавитационных колебаний в турбонасосном индукторе. Дж. Жидкости Eng. Пер. ASME 2019, 141, 091103. [CrossRef]

10. Юн, Ю.; Ким, Дж.; Сонг, С.Дж. Идентификация нестабильностей кавитации индуктора с использованием высокоскоростной визуализации. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2022, 132, 110548. [CrossRef]

11. Хуанг, Ж.-Д.; Аоки, М.; Чжан, Ж.-Т. Альтернативная кавитация лопаток на индукторе. JSME Int. Дж. Сер. В Жидкости Терм. англ. 1998, 41, 1–6. [Перекрестная ссылка]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Обзор

Усовершенствованное охлаждение газовых турбин для углеродно-нейтральной эры

Кенитиро Такеиси 1* и Роберт Кревинкель 2

1 Факультет машиностроения и инженерии, Высшая школа инженерных наук, Университет Осаки, Тойонака 560-8531, Япония. Факультет
2 машиностроения и экономических наук, Технологический университет Граца, Инффельдгассе 25, 8010 Грац, Австрия; robert.krewinkel@tugraz.at * Адрес для переписки: takeishi@mech.eng.osaka-u.ac.jp

Аннотация: В наступающую углеродно-нейтральную эпоху промышленные газовые турбины (ГТ) продолжат играть важную роль в качестве оборудования для преобразования энергии с высоким тепловым КПД и стабилизаторов электроэнергетической сети. Из-за перехода на чистое топливо, такое как водород или аммиак, основные изменения коснутся камеры сгорания. Можно ожидать, что газовые турбины малого и среднего размера будут сжигать меньше низкокачественного топлива, а масштабы когенерационной деятельности, для которой они используются, будут расширены. Промышленные газотурбинные циклы, включая ПГУ, подходящие для эпохи углеродно-нейтральных технологий, рассматриваются с точки зрения термодинамики. Использование экологически чистых видов топлива, а также технологий улавливания и хранения углерода (CCS) неизбежно приведет к увеличению удельной стоимости производства электроэнергии. Поэтому первая цель — представить термодинамические циклы, отвечающие этим требованиям, а т Один из выводов заключается в том, что необходимо реализовать кислородно-топливный цикл как метод использования высокоуглеродистого топлива и биомассы, а не образования NOx в результате сгорания водорода при высоких температурах. Вторая цель авторов — показать необходимую морфологию охлаждающих конструкций в аэродинамических профилях, обеспечивающих более высокий КПД промышленных газовых турбин. Для достижения этой цели сначала представлен обзор исторического развития существующих методов охлаждения. CastCool® , пластины и лопатки с диффузионной сваркой обсуждаются как технологии охлаждения турбин, применимые к будущим газовым турбинам. На их основе показаны новые конструкции, уже находящиеся в стадии разработки. Основной стимул исходит от разработки авиационных аэродинамических профилей, которые можно будет с большей легкостью применить к промышленным газовым турбинам, поскольку их работа станет более похожей. Для этих будущих промышленных газовых турбин можно рассмотреть возможность использования лопаток с двойными стенками охлаждения (DWC) . В ближайшем будущем станет возможным изготовление конструкций DWC, желаемых разработчиками охлаждения турбин, с использованием аддитивного производства (АП). Другой вывод заключается в том, что аддитивное производство DWC является лучшим методом охлаждения для этих будущих газовых турбин. Однако в настоящее время исследования в этой области и получаемые данные разбросаны, и проектировщикам теплопередачи пока не удается изготовить охлаждающие конструкции с желаемой точность

Ключевые слова: углеродная нейтральность; промышленная газовая турбина; охлаждение турбины; двухстенное охлаждение; аддитивное производство; водород; аммиак; ПГУ; ИГКС; Кислородное сжигание топлива; НАТ-цикл

check for updates

Цитирование: Такеиси, К.; Кревинкель, Р. Усовершенствованное охлаждение газовых турбин для углеродно-нейтральной эры. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 19. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030019 .

Академические редакторы: Тони Артс и Родольфо Бонтемпо

Поступила: 29 января 2023 г.
Пересмотрено: 2 мая 2023 г.
Принято: 12 июня 2023 г.
Опубликовано: 24 июня 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Парижское соглашение, международная рамочная программа по изменению климата, было принято на Конференции сторон Рамочной конвенции Организации Объединенных Наций об изменении климата (COP21) в 2015 году и вступило в силу в 2016 году. Первый пункт (a) статьи 2 В Парижском соглашении говорится, что подписавшие стороны будут «удерживать повышение глобальной средней температуры на уровне значительно ниже 2 C по сравнению с доиндустриальным уровнем и прилагать усилия по ограничению повышения температуры до 1,5 C выше доиндустриального уровня, признавая, что это значительно снизило бы риски и последствия изменения климата» [1].

В соответствии с Парижским соглашением все стороны соглашения обязаны подготавливать и представлять целевые показатели по сокращению выбросов парниковых газов, определяемые на национальном уровне (NDC) , каждые пять лет, исходя из их собственных национальных условий. На основе этого соглашения стороны подготовили портал «Долгосрочные стратегии» [2]. В этом разделе описываются долгосроч

Machine Translated by Google

стратегии Японии и Германии, к которым принадлежат авторы. Япония стремится сократить выбросы парниковых газов (ПГ) на 46% в 2030 году (по сравнению с 2013 годом) и достичь нулевых выбросов к 2050 году. Германия, с другой стороны, стремится достичь сокращения выбросов парниковых газов на 65% в 2030 году. (по сравнению с 1990 годом), чистый нулевой показатель в 2045 году и отрицательные выбросы после 2050 года.

В Японии кабинет министров в октябре 2021 года утвердил «Долгосрочную стратегию как стратегию роста на основе Парижского соглашения». Энергетический раздел этой стратегии призывает Японию использовать 50–60% возобновляемой энергии, 30–40% атомной энергии. и тепловая энергетика с улавливанием, использованием и хранением углерода (CCUS), а также 10% водорода или аммиака в качестве энергии в 2050 году [3]. В Германии усилия согласованы и должны рассматриваться в контексте целей и мер Европейского Союза. Это, в частности, Европейский «Зеленый курс» [4], который был помещен в правовую основу Европейским климатическим законом [5]. «Зеленый курс» определяет и природный газ, и атомную энергетику как «зеленые» (переходные) технологии. ЕС поддерживает строительство ТЭЦ при условии, что они соответствуют стандарту выбросов 250 г CO2/кВтч, даже если используется ископаемое топливо [6]. В будущем эти установки будут переоборудованы для сжигания водорода или другого углеродно-нейтрального топлива или, альтернативно, будут модернизированы с использованием CCS. Хотя общие директивы определяются ЕС, реализация определенных в них целей является задачей разных стран. Германия планирует производить всю свою электроэнергию из возобновляемых источников энергии в 2050 году. Электроэнергия будет преимущественно производиться за счет сочетания фотоэлектрических, ветровых и некоторых геотермальных источников энергии; Ядерная энергетика не будет частью энергетического баланса, но ряд других стран ЕС планируют построить новые ядерные мощности. Колебания будут компенсироваться за счет комбинирования циклов и теплоэлектростанций, сжигающих водород или биогаз.

Долгосрочные стратегии двух стран указывают на то, что возобновляемые источники энергии будут продолжать значительно расти для достижения углеродной нейтральности. Однако по мере увеличения доли возобновляемых источников энергии, которые подвержены колебаниям нагрузки, для стабилизации определенной доли энергоснабжения потребуется тепловая и атомная энергетика, обладающая инерцией . Поскольку атомная энергетика представляет собой систему производства электроэнергии, не пригодную для адаптации к кратковременным колебаниям нагрузки, эту роль должна выполнять исключительно тепловая энергетика, на долю которой сейчас приходится около половины возобновляемой энергетики.

В настоящее время самая совершенная газовая турбина комбинированного цикла (ПГУ), которая является наиболее эффективной крупномасштабной системой производства электроэнергии, имеет тепловой КПД 64% (LHV), что примерно на 40% более эффективно, чем угольная электростанция. и может сократить выбросы CO2 примерно до одной трети от выбросов угольных электростанций [7,8]. Однако даже ПГУ должны будут претерпеть дальнейшие изменения и разработки, чтобы стать основным источником производства электроэнергии и достичь углеродной нейтральности в 2050 году.

Целью данной статьи является описание тенденций передачи тепла к аэродинамическим профилям и технологий охлаждения промышленных газовых турбин в углеродно-нейтральной среде. Для этого необходимо сначала четко описать различия в характеристиках промышленных газовых турбин и авиационных реактивных двигателей. Первой особенностью промышленных газовых турбин является разнообразие видов топлива. В частности, для когенерации используются небольшие промышленные газовые турбины , которые относительно недороги и позволяют использовать низкокачественные виды топлива. Вторая особенность заключается в том, что в промышленных газовых турбинах нет ограничения по весу и может использоваться любой теплоноситель. Эта особенность позволяет охлаждающему воздуху, отбираемому из выхода компрессора, охлаждать лопатки турбины с помощью теплообменника. Кроме того, также можно использовать охлаждающую жидкость, отличную от рабочей жидкости, например воду, которая имеет превосходные охлаждающие свойства. Третье отличие состоит в том, что промышленная газовая турбина может иметь различные циклы, некоторые из которых соответствуют второму признаку. Один из таких тепловых циклов, ПГУ, уже используется на практике. Понимание этих трех основных характеристик промышленных газовых турбин необходимо для рассмотрения будущих тенденций в области неподвижных лопаток турбин и лопаток ротора.

В дополнение к вышеперечисленным функциям, углеродно-нейтральная ПГУ должна иметь возможность регулировать выработку электроэнергии в соответствии с колебаниями нагрузки, как упоминалось выше. Учитывая увеличение стоимости новых ПГУ для традиционных ПГУ, работающих на природном газе, а также увеличение себестоимости производства новых видов топлива, таких как водород или аммиак, по сравнению с природным газом, необходимо дальнейшее повышение термического КПД существующих ПГУ. . Этот

Machine Translated by Google

потребует увеличения температуры на входе в турбину с нынешних крупных промышленных газовых турбин класса 1600 С до уровня 1900–2000 С. Эта гибкость нагрузки точно такая же, как у авиационных реактивных двигателей. Основное отличие состоит в том, что аэродинамические профили крупной промышленной газовой турбины примерно в четыре раза больше, чем у авиационного реактивного двигателя, и имеют очень большую теплоемкость - более четырех в третьей степени - поэтому необходимо разрабатывать новые конструкции охлаждения. .

В этом обзорном документе, в качестве предварительного шага к обсуждению тенденций в области технологий теплопередачи и охлаждения для промышленных газовых турбин, мы сначала рассматриваем охлаждаемые профили, применяемые в промышленных газовых турбинах. На каждом этапе разработки разрабатывались оптимальные системы выработки электроэнергии и ТЭЦ для промышленных газовых турбин, использующие преимущества трех вышеуказанных характеристик. Кроме того, существует множество термодинамических циклов, которые были реализованы на демонстрационных установках, но еще не используются на практике. Зная об этом наследии, мы считаем, что это законный подход к обсуждению промышленных газовых турбин в углеродно- нейтральную эпоху и охлаждающих лопаток турбин, которые будут для них и

На основе вышеизложенных идей были исследованы и разработаны охлаждающие лопатки турбины, и результаты показали, что CastCool® , а также лопаточные пластины и аэродинамические профили подходят для будущих промышленных газовых турбин. В свете этих исследований охлаждение с двойными стенками, разработанное на основе конструкции лопастей CastCool®, является очень перспективным. Также очевидно , что возможность изготовления сложных конструкций охлаждения турбин, таких как системы охлаждения с двойными стенками (DWC), с использованием методов аддитивного производства (АП), имеет важное значение. Однако лопатки DWC для будущих сверхвысокотемпературных газовых турбин в открытой литературе до сих пор не показаны, а изготовление лопаток и лопаток с простыми конструкциями охлаждения с использованием АД только началось. Кроме того, стандартная толщина слоев АМ составляет около 0,6 мм, что делает невозможным изготовление сложных отверстий пленочного охлаждения и отверстий ударных сопел. Соответственно, в этой статье рассматривается текущее состояние исследований лопастей DWC и метода АМ. Также рассматривается состояние производства охлаждающих лопаток с двойными стенками, а также исследования теплопередачи при методах охлаждения, входящих в состав этой охлаждающей конструкции, таких как внутреннее ударное охлаждение, пленочное охлаждение с полным покрытием и эффузионное охлаждение.
Наконец, обобщены тенденции в создании углеродно-нейтральных охлаждающих конструкций для лопаток турбин и рабочих лопаток промышленных газовых турбин.

В документе также рассматриваются результаты технико-экономических исследований и исследований и разработок различных тепловых циклов на базе газотурбинных двигателей с целью диверсификации видов топлива и повышения производительности. Также сделан вывод о том, что кислородно-топливный цикл пригоден в качестве цикла с газовыми турбинами в качестве основного источника тепла.

Обратите внимание, что везде, где обсуждаются стационарные лопатки и лопасти ротора, предполагается, что «лопатка» неподвижна, а «лопасть» вращается. Если утверждение применимо к обоим, будет использоваться термин «профили».

2. Историческое развитие промышленных газовых турбин 2.1.

Разработка крупных промышленных газовых турбин на сегодняшний

день Под руководством Аурела Стодолы первая в мире промышленная газовая турбина была введена в коммерческую эксплуатацию для производства электроэнергии в Невшателе, Швейцария, в 1939 году [9,10]. Газовая турбина производства Brown, Boveri & Company (BBC) имела частоту вращения 3000 об/мин, температуру на входе в турбину 550 С, тепловой КПД 17,4% и мощность 4000 кВт. Этот период совпал с успешной разработкой первого в мире реактивного двигателя для авиации Уиттлом и Гансом фон Охайном [11,12]. С тех пор авиационные реактивные двигатели добились больших успехов. Однако повышение теплового КПД промышленных газовых турбин не могло конкурировать со скоростью, с которой улучшался тепловой КПД паровых турбин в 1950-х и 1960-х годах. В 1960-х годах паровые турбины начали использовать пар при сверхкритическом давлении и превратились в тепловые двигатели с тепловым КПД, превышающим 40% (LHV). С другой стороны, были разработаны крупные промышленные газовые турбины с температурой на входе в турбину в классе 900 С, а автономный тепловой КПД газовых турбин достиг верхней половины диапазона 20% (LHV). Поскольку их тепловой КПД был ниже, чем у паровых турбин, они использовались почти исключительно для снижения пиковых нагрузок.

Machine Translated by Google

В 1970-х годах три производителя авиационных двигателей начали разработку авиационного двигателя класса 1250 C для установки на Боинг 747. В дальнейшем авиационные двигатели развились до 1350 C. Следуя этой технологической тенденции, четырем производителям крупных промышленных газовых турбин (General Electric Corporation (GE), Westinghouse Electric Corporation (WH), Siemens, Brown, Boveri & Company (BBC, позже ABB/Alstom)) удалось разработать большую турбину на 1100 . Промышленная газовая турбина класса C , конец 1970-х годов.

Исследованы различные системы выработки электроэнергии и тепловые циклы когенерации с использованием промышленных газовых турбин в качестве основного двигателя [13]. Было обнаружено , что среди этих тепловых циклов газовая турбина комбинированного цикла (ПГУ), которая сочетает в себе газовую турбину с циклом Брайтона и паровую турбину с циклом Ренкина, имеет простую конфигурацию оборудования и вырабатывает электроэнергию с высоким тепловым КПД [14,15]. ПГУ была создана в ответ на два нефтяных кризиса, произошедших в 1970-х годах.

Одним из первых примеров разработки крупных ПГУ является электростанция комбинированного цикла компании Tohoku Electric Power Co. Газовая турбина, использованная в этой ПГУ, представляла собой газовую турбину 701 D с частотой 50 Гц, разработанную и изготовленную компанией Mitsubishi Heavy Industries Ltd. (MHI), Такасаго, Япония. Газовая турбина была разработана компанией MHI на базе газовой турбины 501D5 60 Гц разработки WH, температура на входе в турбину составляла 1154 C [16]. Тепловой КПД ПГУ с использованием этой газовой турбины составил более 48% (LHV), что более чем на 10% превышало тепловой КПД самых современных угольных теплоэнергетических систем того времени. Использование сжиженного природного газа (СПГ) в качестве топлива снизило выбросы углекислого газа примерно на 20% по сравнению с производством электроэнергии на угле [17]. Проблемы разработки включали технологию охлаждения турбины, обеспечивающую надежность аэродинамических профилей - даже в течение длительных периодов между капитальными ремонтами - и технологию сгорания для камеры сгорания с низким содержанием NOx, которая соответствовала японским экологическим нормам. Поэтому для 701D была разработана первая в мире камера сгорания с предварительным смешиванием .

В ответ на высокий мировой спрос на ПГУ производители газовых турбин сосредоточились на разработке более крупных промышленных газовых турбин с более высокими температурами и давлениями. Это привело к разработке газовой турбины класса F с температурой 1300 C и газовых турбин типа G и H с температурой 1500 C. Тепловой КПД (LHV) ПГУ с использованием этих газовых турбин показан на рисунке 1 [18]. На рисунке 2 также показан переход к термическому кпд для случая, когда газовая турбина используется в режиме простого цикла [18]. Символы A, B и C на рисунке 2 такие же, как на рисунке 1, а символ D взят из цитируемой ссылки 20.

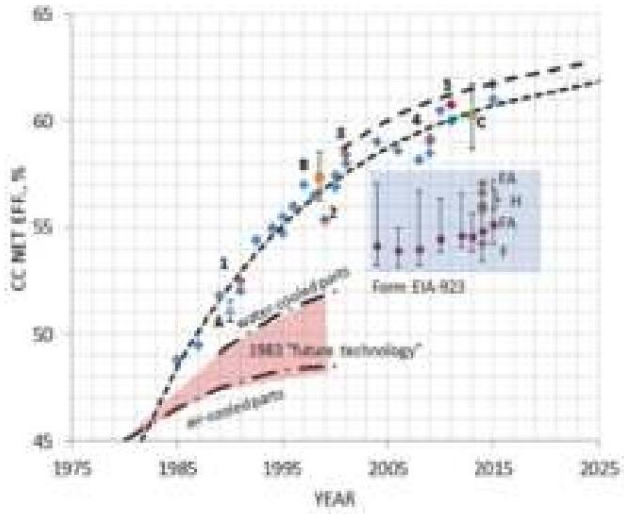


Рисунок 1. Эволюция эффективности ПГУ в 1985–2015 гг. Эволюция ПГУ, 1985–2015 гг. [18].

Machine Translated by Google

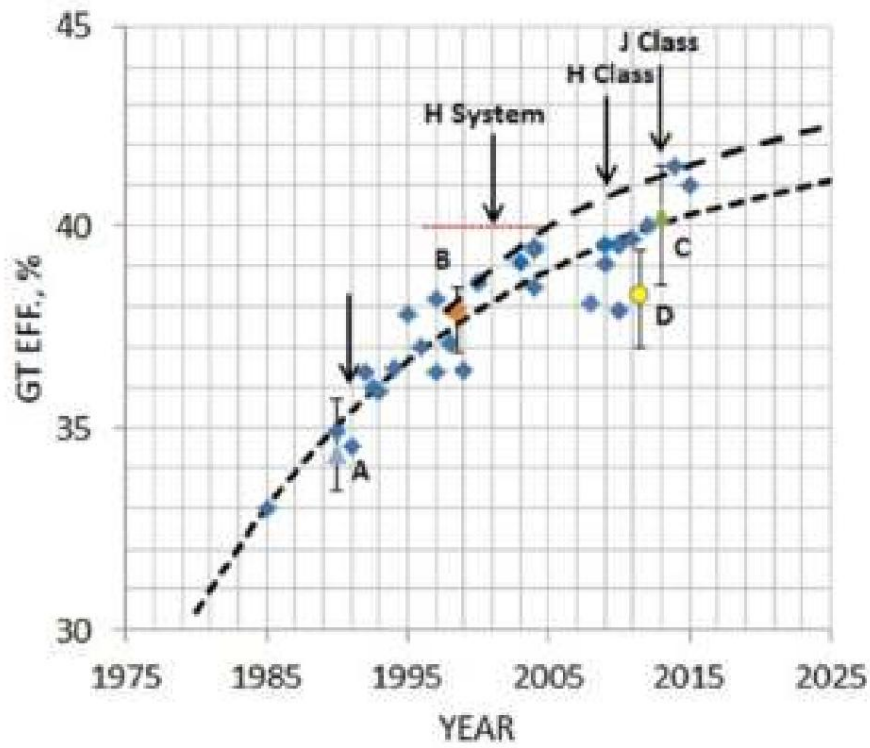


Рисунок 2. Эволюция эффективности крупных промышленных газовых турбин в 1985–2015 гг. [18].

В таблице 1 показано состояние разработки газовых турбин типа F с турбинным входом. температура 1300 С от четырех OEM-производителей [19,20]. Сначала компания GE разработала газовую турбину Frame 7F. за ним следует WH. Обе газовые турбины имели одинаковую температуру на входе в турбину, но охлаждение Конструкция лопаток турбины первой ступени была иной: компания GE производила большие направленные затвердевшие (DS) лопасти несущего винта первой ступени и использованное внутреннее охлаждение с извилистыми путями потока. и никакого пленочного охлаждения. WH и MHI сотрудничали в разработке газа F-типа. турбина. MHI отвечала за проект охлаждения и разработку системы с низким содержанием NOx. камера сгорания. В этой конструкции лопасти несущего винта первой ступени были изготовлены фирмами CC и применил первое в мире пленочное охлаждение для промышленной газовой турбины в змеевиковом охлаждении путь потока.

Таблица 1. Реакция компаний Westinghouse, Siemens и ABB на «Frame 7F» компании GE [19].

Компания	Турбина Модель	Мощности		Эффективность (%)		Ключевые даты	Мощности
		ГТ	ПГУ	ГТ	ПГУ	Объявлен	Первый Орден
GE	Рама 7F	150 МВт	230 МВт	34,2	53	1987	1987 год
Вестингауз	501F	150 МВт	230 МВт	35,4	54	1989	1989 год
Сименс	V94.3	200 МВт	300 МВт	35,7	54	1990	1992 год
АББ	GT13E2	164 МВт	250 МВт	35,7	54,7	1992	1992 год
	GT24	165 МВт	250 МВт	37,5	57,5	1993	1993 год

Как видно из Таблицы 1, тепловой КПД парогазовых установок АББ с использованием GT24/26 кадров удивительно высока, хотя температура на входе в турбину составляет всего 1300 С. компании удалось достичь такой высокой эффективности за счет внедрения цикла повторного нагрева. использование цикла промперегрева в газовых турбинах было предложено Райсом [21–23]. Коэффициент давления газовой турбины GT24 была установлена на уровне 30, так что температура газа, поступающего в рекамера между турбинами высокого и среднего давления будет низкой. Дизайн Дополнительная камера сгорания требовала очень сложной технологии охлаждения.

ПГУ, работающие на природном газе и использующие газовые турбины F-типа, имели высокую энергетическую эффективность. генерации и способствовал сокращению выбросов CO2, что привело к глобальному

Machine Translated by Google

спешите строить такие заводы. Все производители газовых турбин планировали разработать высокопроизводительные газовые турбины, которые позволят достичь теплового КПД ПГУ следующего поколения. 60% (LHV) [24], а проект ATS Министерства энергетики США (1992–2001 гг.) был реализован для достижения этот. В этом проекте GE сосредоточилась на системе охлаждения с паровым охлаждением замкнутого контура. лопатки и лопасти первой и второй ступени. Усовершенствованный GT с замкнутым паровым контуром охлаждение лопаток турбины при температуре на входе в турбину (ТИТ) 1500 С называлось класс X.

Выходная мощность и тепловой КПД газовой турбины определяются входным отверстием температура на лопатках первой ступени. Следовательно, соотношение воздуха, используемого для горения, к воздуху используемый для охлаждения лопаток первой ступени, не зависит от производительности и выходной мощности, так как при условии, что температура газа лопаток первой ступени одинакова. Однако, поскольку сумма воздуха, идущего на охлаждение лопаток первой ступени, увеличивается, температура газов в камере сгорания повышается, что приводит к увеличению выбросов NOx. Поэтому система использования извлекаемого пара из нижнего цикла для охлаждения лопаток и лопастей, стенок камеры сгорания и перехода штучные стены были революционным методом с точки зрения установления низкого уровня выбросов NOx. камера сгорания. Кроме того, с точки зрения паровой турбины в нижнем цикле, охлаждение высокотемпературных компонентов газовой турбины паром приводит к перегреву пара, тем самым улучшая термический КПД СС. В то время как закрытый с паровым охлаждением Преимущество цикла GT заключается в увеличении тепловой мощности и термического КПД двигателя. ПГУ, это также представляет собой трудную проблему для решения с точки зрения надежности и срока службы компоненты, охлаждаемые паром. Кроме того, любые потери пара в цикле газовой турбины для Для целей охлаждения необходимо компенсировать подпиточную воду. Это может стать финансовая проблема, поскольку воду в паровом цикле необходимо деминерализовать.

Пар обладает более высокой эффективностью охлаждения по сравнению с воздухом, поэтому конструкция охлаждения охлаждающая лопатка турбины не должна быть сложной для достижения высокой эффективности охлаждения. производительность. GE решила эту проблему, используя большие монокристаллические отливки для аэродинамических крыльев. Другая проблема заключается в том, что коэффициент теплопередачи конденсации водяного пара равен чрезвычайно высокая – около 105 кВт/м2K. Когда температура металла ротора ниже чем температура, при которой конденсируется водяной пар, вода течет по поверхности вращающиеся горячие части, что в некоторых случаях может вызвать термическую деформацию ротора, что приводит к проблемам с вибрацией. Чтобы этого не допустить, пришлось нагреть массивный ротор. большой промышленной газовой турбины до температуры выше температуры конденсации пара и начинать подачу пара только после того, как вращающееся тело достаточно нагреется. Необходимость нагрев вращающихся частей означал, что, хотя ПГУ получила преимущества высокой мощности и высокой производительности, он потерял преимущество быстрого запуска. Однако, GE разработала Frame 7H/9H GT [25], которая достигла теплового КПД 60 % (LHV). для ПГУ, как показано в таблице 2 [19].

Таблица 2. GT24 предвещает новое поколение газовых турбин [19].

Компания	Турбина Модель	Мощности		Эффективность (%)		Ключевые даты	
		ГТ	ПГУ	ГТ	ПГУ	Объявлен	Первый Орден
АББ	GT24	165 МВт	250 МВт	37,5	57,5	1993	1993 год
Вестингауз	501G	230 МВт	345 МВт	38,5	58	1994	1997 год
Сименс	V84.3A	170 МВт	245 МВт	38	58	1995	1995 год
GE	Типоразмер	240 МВт	350 МВт н/д	39,5	58	1995	никто
	7G Типоразмер		400 МВт н/	н/д/	60	1995	2004 г.
	7H Типоразмер 9H	д	480 МВт	д	60	1995	1998 год

WH также исследовал газовую турбину с замкнутой системой охлаждения пара в ATC. проект. Однако они не завершили разработку. Вместо этого WH выбрал температуру 1500 С. Газовая турбина класса G в сотрудничестве с MHI. WH отвечал за разработку турбинная секция и система охлаждения были разработаны совместно с компанией Rolls-Royce [19]. На рисунках 3 и 4 представлена конструкция охлаждения перьев первой ступени этой турбины [26].

Machine Translated by Google

Siemens приобрела подразделение WH по производству электроэнергии в 2001 году. Это позволило Siemens взять на себя разработку 501F/G для усовершенствования высокотемпературной технологии GT, а также сделало доступной технологию парового охлаждения, разработанную для программы ATS правительства США [19].

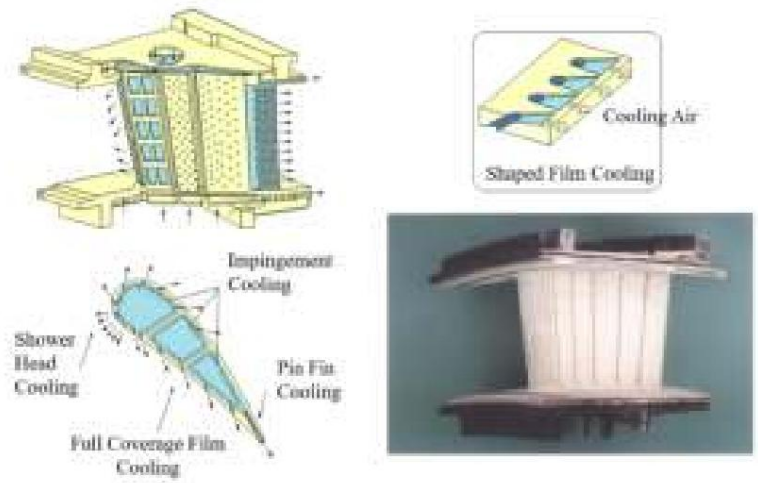


Рис. 3. Первая лопатка газовой турбины G-типа класса 1500 °C [26].

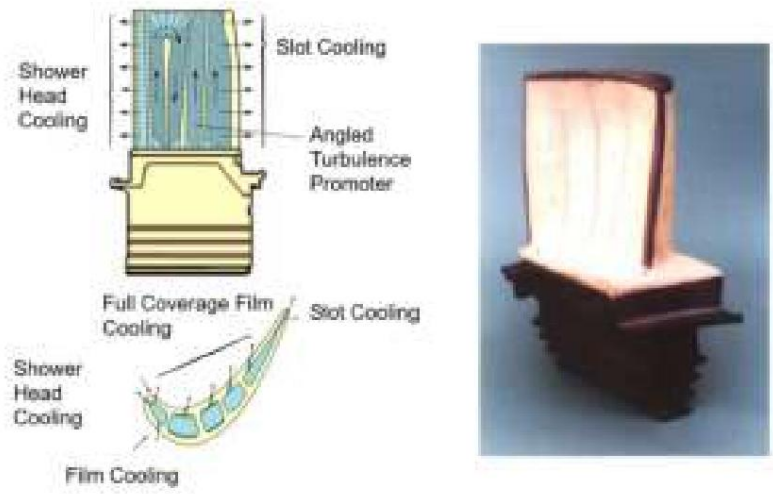


Рис. 4. Первая лопатка газовой турбины G-типа, рассчитанной на температуру 1500 C [26].

В новом тысячелетии компания MHI самостоятельно разработала газовую турбину J-типа с ТИТ 1600 C. Это отражало результаты японского национального проекта, начатого в 2004 году, по разработке технологий, необходимых для газовой турбины с температурой ТИТ 1700 C. При увеличении ТИТ газовых турбин необходимое параллельное увеличение расхода теплоносителя противодействовало теоретическому улучшению теплового КПД [27]. В японском национальном проекте была разработана революционная геометрия отверстий пленочного охлаждения, которая значительно снизила количество требуемого теплоносителя [28]. Газовая турбина J-типа использовала пар для охлаждения стенок камеры сгорания и переходной части. Система парового охлаждения была снята с производства, а впоследствии была разработана и применена в парогазовой установке газовая турбина типа JAC (J-класс с воздушным охлаждением) с ТИТ 1650 C [8]. GE представила газовую турбину HA, полностью модифицированную версию H-системы, имевшую систему охлаждения под открытым небом [29]. В газовой турбине HA используется система, в которой все горячие компоненты охлаждаются воздухом из нагнетания компрессора. Используя то же определение температуры на входе в турбину (т.е. среднюю общую температуру на входе в лопатки первой ступени), что и MHI, температура газовой турбины GE HA оценивается в 1670 C

Machine Translated by Google

состоящая из газовой турбины типа HA компании GE и газовой турбины типа JAC компании MHI, достигнута 64% (LHV). Благодаря использованию природного газа в качестве топлива и такому высокому тепловому КПД, этим ПГУ удалось сократить выбросы CO2 примерно до одной трети от выбросов современных угольных электростанций.

История развития конструкций охлаждения лопаток турбин, применяемых в крупных Промышленные газовые турбины, описанные в этом разделе, подробно описаны в работе. [31].

2.2. Развитие малых и средних промышленных газовых турбин на сегодняшний день

В этой статье газовые турбины мощностью 50 МВт или менее будут определяться как малые и средние газовые турбины. Использовать небольшие газовые турбины такого размера в комбинированном цикле неэкономично . Срок амортизации инвестиционных затрат на паровую турбину и парогенератор слишком велик. Это не означает, что небольшие турбины обычно используются в простом цикле. Скорее, они используются в той или иной форме для комбинированного производства тепла и электроэнергии (ТЭЦ).

Основой для большинства газовых турбин малого и среднего размера была технология авиационных двигателей, но модифицированная для обеспечения надежности и простоты [32]. На протяжении многих лет множество компаний производили газовые турбины малого и среднего размера (см. [33]). Большинство из них представляют собой микрогазовые турбины с выходной мощностью значительно ниже 1 МВт. Они не будут обсуждаться далее, поскольку обычно они не имеют охлаждаемых лопастей и лопаток.

В 1970-х годах небольшие газовые турбины впервые стали популярны в качестве источника энергии для объектов аварийной энергетики из-за их компактных размеров, отсутствия необходимости в охлаждающей воде и короткого времени запуска. До начала 1970-х годов аэродинамические профили могли изготавливаться из неохлаждаемых сверхжаропрочных сплавов, что делало их конкурентоспособными по стоимости с газовыми двигателями, что способствовало их широкому использованию. В 1980-х годах началась разработка газовых турбин малого и среднего размера, используемых для ТЭЦ. Таким образом , газовые турбины используются для производства электроэнергии в различных комбинациях с горячей водой, паром, как с горячей водой, так и с паром, или с охлажденной водой через абсорбционные охладители. Наиболее отличительной особенностью газовых турбин малого и среднего размера является то, что они обеспечивают оптимальную подачу электроэнергии и тепла в соответствии с потребностями станции когенерационно

Развитие газовых турбин малого и среднего размера зависело от конкуренции с газовыми двигателями с точки зрения стоимости и термического КПД. Если соотношение мощности и тепла (PHR) (общая потребляемая мощность, деленная на общую потребность в тепле) приложения меньше прибл. 0,8, процесс называется тепловым и обычно используется газовая турбина. При превышении этого соотношения процесс считают энергетическим и используют двигатель внутреннего сгорания (КПД простого цикла >45%) [35]. Даже если PHR превышает 0,8, небольшую газовую турбину можно использовать, когда требуется высокотемпературный пар. Установки, использующие двигатели внутреннего сгорания, не могут генерировать высокотемпературный пар из-за низкой температуры выхлопных

Если в котле-утилизаторе образуется избыточный пар, его можно подавать в камеру сгорания газовой турбины, что позволяет использовать цикл газовой турбины с впрыском пара (STIG) или цикл Ченга, который обеспечивает переменное соотношение электроэнергии. нагревать [36]. Цикл Ченга показан на рисунке 5.

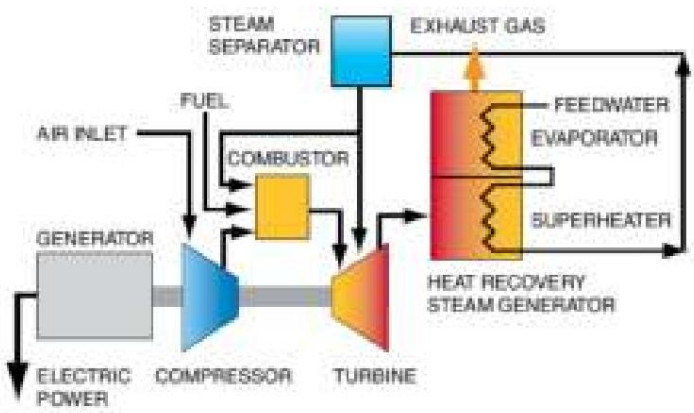


Рис. 5. Парогазовый турбинный цикл (STIG, цикл Ченга) [36].

Machine Translated by Google

Поскольку в большинстве случаев небольшие газовые турбины имеют тепловой привод, большое внимание уделяется как массе, так и температуре выхлопных газов. Следовательно, эффективность простого цикла газовой турбины имеет меньшее значение, и турбины с большим и горячим потоком выхлопных газов могут обеспечить решение, превосходящее решение, обеспечиваемое турбинами с более высоким КПД простого цикла [37].

Из-за ограничений по стоимости и размера малых и средних газовых турбин уровень высокотемпературных технологий, выраженный в первую очередь в температуре на входе в турбину, находится на более низком уровне, чем уровень авиационного реактивного двигателя аналогичного размера или крупных промышленных газовых турбин. . Однако температура на входе в эти газовые турбины с годами выросла с уровня 800 С до 900 С, при котором используются неохлаждаемые турбинные лопатки, до действующего в настоящее время TIT 1300 С [38]. Более чистое топливо имеет большое значение для этих газовых турбин; поэтому разработка камер сгорания, которые могут использовать такое топливо, как водород и аммиак, является ключом к успеху.

Некоторые малые и средние газовые турбины до сих пор используются в простых циклах. Сюда входят турбины, используемые в качестве аварийного резерва, а также двухвальные турбины, используемые в нефтегазовой промышленности в качестве механических приводов. Ни одна из этих групп не подлежит дальнейшему обсуждению здесь, поскольку первые занимают нишу, где надежность, как правило, перевешивает эффективность, а вторые широко охвачены обсуждением их аналогов, используемых в производстве электроэнергии. При этом вполне возможно, что небольшие SCGT снова станут более распространенными, поскольку их важность для балансировки нагрузки растет: эти турбины могут запускаться быстрее, поскольку в них не включен паровой цикл.

2.3. Технологии комплексного комбинированного цикла газификации (IGCC)

Уголь является очень богатым источником энергии, его запасы примерно в четыре раза превышают запасы нефти и природного газа вместе взятых. В 2020 году около 85% мирового потребления энергии приходилось на ископаемое топливо, из которых около 28% приходилось на уголь. В том же году на ископаемое топливо приходилось около 60% мирового производства электроэнергии, из которых около 35% приходилось на уголь. Как показано на рисунке 6, по оценкам IAE, доля ископаемого топлива в производстве электроэнергии в 2030 и 2050 годах составит 40% и 20% соответственно, а доля угля снизится примерно до 20% и 8% [39]. .

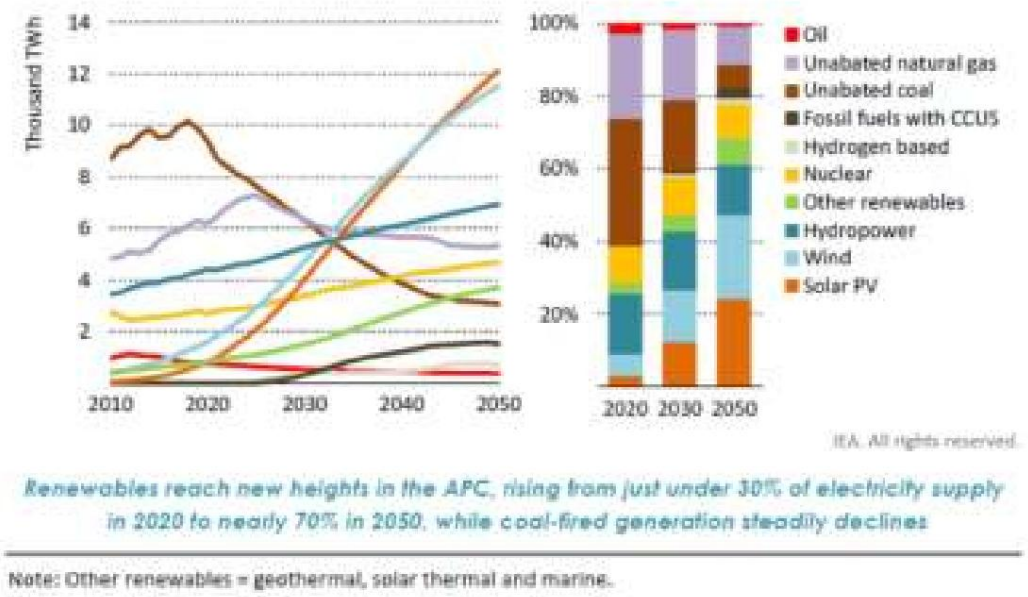


Рисунок 6. Глобальное производство электроэнергии по источникам в АТР [39].

Исследования системы экологически чистого и эффективного производства электроэнергии из угля с помощью газовой турбины начались в середине 1960-х годов компанией GE. В конце 1970-х годов при финансовой поддержке EPRI изучалась угольная электростанция комбинированного цикла. Кроме того, GE изучала газовые турбины замкнутого цикла с водяным охлаждением в рамках проекта HTTT Министерства энергетики. GE рассмотрела возможность водяного охлаждения

Machine Translated by Google

для газовых турбин газификации угля, поскольку температура лопаток должна поддерживаться ниже 538 C, чтобы предотвратить прилипание золы к аэродинамическим профилям и предотвратить коррозию сверхжаростойкого сплава. Проект HTTT также имел план развития по постепенному увеличению TIT до 1100 C, 1400 C и 1600 C [40]. В конце 1970-х годов началась разработка промышленных газовых турбин открытого контура с ТИТ 1100 C . Однако количество воздуха, необходимое для охлаждения лопаток турбин для газовых турбин класса 1400 C и 1600 C , использующих технологию охлаждения того времени, было бы слишком большим. Кроме того, с помощью технологии воздушного охлаждения невозможно было достичь температуры металла 538 C .

В GE знали, что аэродинамические профили, изготовленные из сверхжаропрочных сплавов с внутренним водяным охлаждением, не могут обеспечить расчетный срок службы из-за термической усталости, вызванной большими температурными градиентами в направлении толщины стенок. Поэтому компания разработала аэродинамические профили из медного сплава. Лопасти были разработаны с системой, в которой охлаждающая вода выдувается из кончиков лопастей и собирается на кожухе. Детали этих проблем освещены в [12]. [41]. Из-за трудностей, возникших при решении таких проблем, как водная эрозия в каналах охлаждения и проблемы с вибрацией, вызванные кипением охлаждающей воды, газовая турбина с водяным охлаждением для газификации угля так и не нашла практическо Технология парового охлаждения замкнутого контура для горячих деталей, используемая в проекте в качестве резервного водяного охлаждения, была позже разработана GE и коммерциализирована как H-система. Это уже было описано в разделе ПГУ.

В 1980-х годах в США проводились исследования и разработки IGCC с использованием коммерческих газовых турбин . Первым из этих проектов был проект Coolwater [42]. Использовалась газовая турбина класса 1100 C, модифицированная на основе модели 7001 E компании GE. С тех пор множество проектов НИОКР было проведено в Европе и США [43].

В Японии для выработки электроэнергии использовался проект IGCC в Накосо, в котором использовалась газовая турбина 701DA с температурой TIT 1200 C . Цикл Накосо IGCC показан на рисунке 7 , а его характеристики – в таблице 3 [44]. Установка достигла теплового КПД 42% (нетто LHV) или выше после успешного завершения 2000 часов непрерывной работы и 5000 часов ресурсных испытаний при мощности 250 МВт [45]. В настоящее время ведется разработка установки IGCC в Негиши с использованием газовой турбины 701F с ТИТ 1400 C [43]. Как показано на рисунке 8, IGCC считается возможным вырабатывать электроэнергию с тепловым КПД более 50% (нетто LHV) с использованием сверхвысокотемпературных промышленных газовых турбин с температурой на входе в турбину от 1600 до 1700 C в будущее, если будет доступно чистое газифицированное топливо из угля [46].

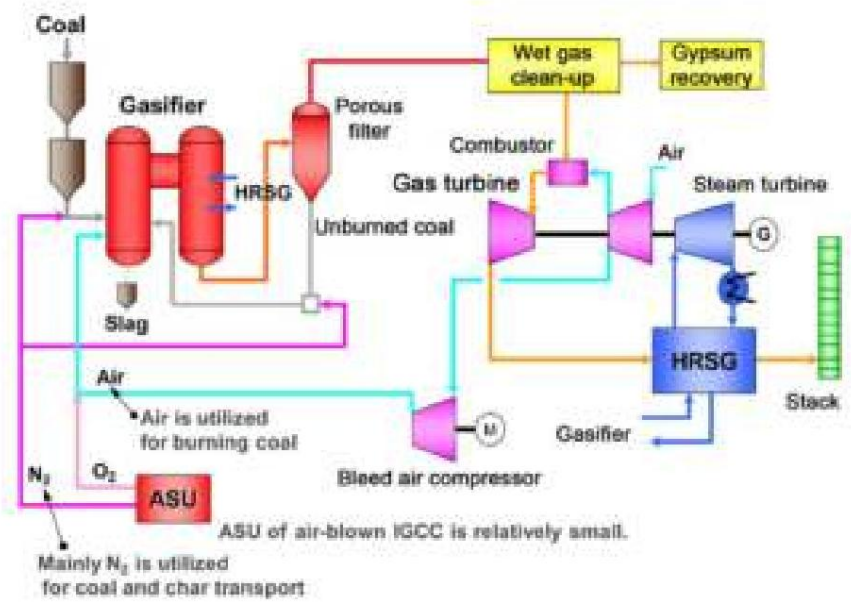


Рис. 7. Принципиальная схема демонстрационной установки IGCC с воздушным продувкой [44].

Machine Translated by Google

Таблица 3. Технические характеристики демонстрационной установки IGCC в Накосо [44].

Емкость	250 МВт брутто		
Расход угля	около 1700 метрических тонн/день		
Система	Газификатор	Воздушно-продуваемый и сухой корм	
	Газ уход	Мокрый (МДЭА) + восстановление гипса	
	Газовая турбина	Класс 1200 C (50 Гц)	
Эффективность (Целевые значения)	Валовой	48% (ЛВЦ)	46% (ВВЧ)
	Сеть	42% (ЛВЦ)	40,5% (ВВЧ)
Свойства дымовых газов (целевые значения)	SOx	8 частей на миллион	(16% 02 на основе)
	NOx	5 частей	
	твердых частиц	на миллион 4 мг/м3Н	
EPC	Мицубиси Хэви Индастриз (МХИ)		

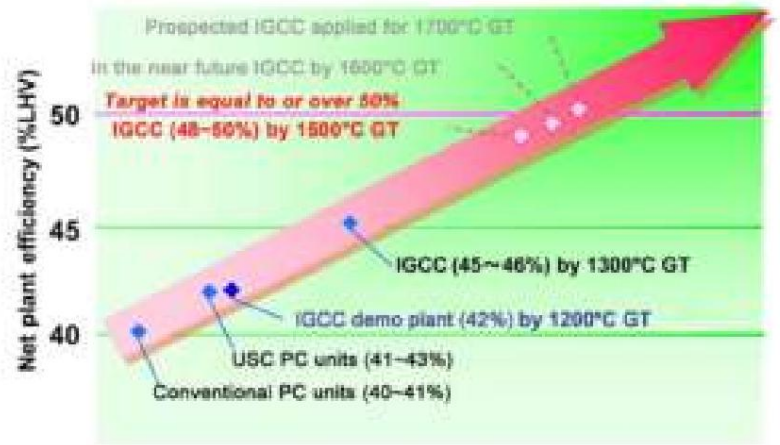


Рисунок 8. Повышение термического КПД IGCC с воздушным дутьем [46].

IGCC может быть установлен путем добавления газификатора и оборудования для очистки газа на входе. хорошо зарекомендовавшего себя в настоящее время комбинированного цикла и, при необходимости, разделения воздуха. Эти Модификации ПГУ считаются важными в эпоху углеродно-нейтрального баланса, поскольку энергетические генерирующие мощности, расширяющие возможности сжигания грязного топлива, например, нефтеперерабатывающие заводы остатки, биомасса, остатки пищевого масла и пластиковые отходы.

Уголь содержит такие компоненты, как сера, хлор, различные щелочи и ванадий. которые могут вызвать высокотемпературную коррозию горячих деталей. В IGCC топливный газ для газовая турбина производится газификатором, который преобразует уголь в синтез-газ и очищает оборудование, удаляющее коррозионные компоненты и золу. Жизнеспособность IGCC как объект электрогенерации зависит от производительности газификатора и очистки оборудование. Кроме того, вопрос в том, будет ли тепловой КПД IGCC и общая стоимость IGCC и связанных с ними CCS может конкурировать с другими объектами генерации электроэнергии. Технология газификации, технология очистки и технология CCS быстро развиваются. Стоимость топлива на данный момент невозможно спрогнозировать, но ряд стран будут использование ископаемого топлива в обозримом будущем, и эти технологии по-прежнему позволят углеродно-нейтральная выработка электроэнергии. Однако стоимость IGCC в настоящее время выше, чем эта. других объектов электроэнергетики, а также исследования, разработки и демонстрационные испытания. проводится только при финансовой поддержке правительств и других организаций.

Machine Translated by Google

2.4. Будущее развитие ПГУ, или Что такое ПГУ в эпоху углеродно-нейтральной энергетики?

В наступающую углеродно-нейтральную эпоху газотурбинные электростанции будут продолжать играть важную роль благодаря их высокой эффективности преобразования энергии и способности использовать различные виды топлива.

Давайте сначала рассмотрим характеристики, которыми должна обладать промышленная газовая турбина, используемая с нейтральным выбросом углерода. Когда газовая турбина работает на ископаемом топливе, добавление установки CCUS является обязательным. С другой стороны, если в качестве топлива использовать водород или аммиак , выбросы CO2 можно свести к нулю, но себестоимость единицы электроэнергии будет значительно выше, чем у природного газа. Единственный способ решить эти проблемы – дальнейшее повышение теплового КПД ПГУ с крупными промышленными газовым Мы хотели бы достичь теплового КПД 70 % (LHV), что примерно на 10 % выше, чем тепловой КПД современных ПГУ. Это подразумевает ТИТ от 1900 С до 2000 С и степень сжатия около 30.

Помимо улучшения характеристик газовых турбин, необходимо также учитывать функции, которые промышленные газовые турбины должны выполнять для окружающей среды, в которой они используются. Как упоминалось во введении, около половины электроэнергии, вырабатываемой в углеродно-нейтральном мире, будет поступать из возобновляемых источников энергии. Эти источники питания чувствительны к погодным условиям и колебаниям нагрузки. Для обеспечения стабильного электроснабжения необходимы инерционные тепловые или атомные электростанции. Проблема стабильности электроснабжения уже возникла: это уже проблема для сетевых операторов в странах и энергетических сетях, где приоритетом является диспетчеризация возобновляемой энергии. Рисунок 9 иллюстрирует растущую изменчивость производства электроэнергии в Калифорнии [47]. Авторы исх. [47] изучают варианты создания гибких электростанций распределенной генерации мощностью от 25 МВт до 300 МВт. Предлагаемые меры предполагают, что крупные ПГУ должны работать с номинальной нагрузкой. В большой ПГУ сложно быстро изменить нагрузку на паровую турбину, поэтому необходимо разработать ПГУ, которая может изменять нагрузку только с помощью газовой турбины, пока паровая турбина находится на номинальной нагрузке или близкой к ней. Это может означать расширенную эксплуатацию с частичным допуском или использование двухвальных газовых ту

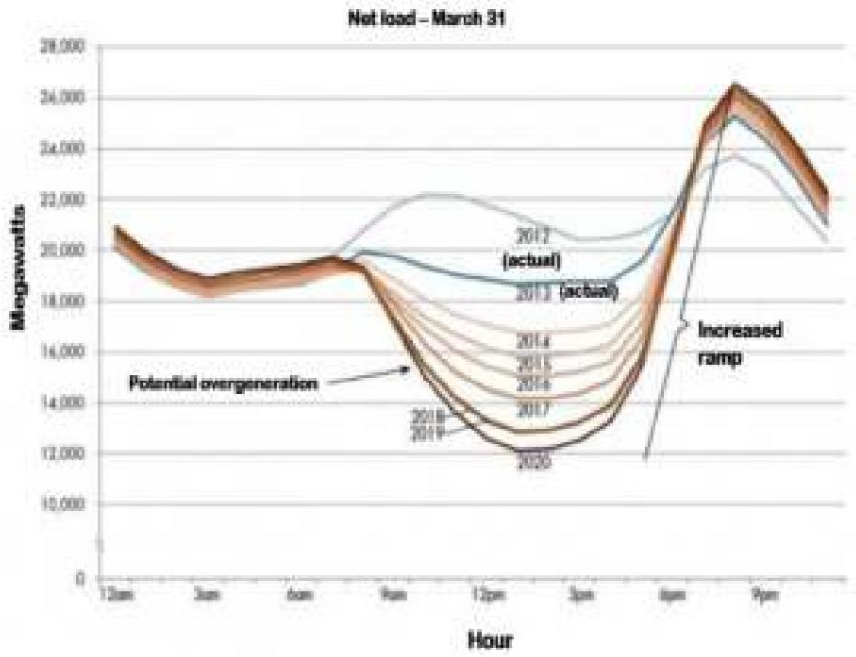


Рисунок 9. Калифорнийская «утиная кривая» ISO, иллюстрирующая влияние прерывистой генерации возобновляемой энергии [47].

Большая промышленная газовая турбина, используемая в такой ПГУ, должна иметь функциональность реактивного двигателя, способного выдерживать быстрые изменения нагрузки. Следовательно, конструкция турбины, от аэродинамических профилей до дисков, должна быть спроектирована так, чтобы снизить термические напряжения во время переходных процессов.

Machine Translated by Google

изменения. Существующие в настоящее время промышленные газовые турбины, используемые в ПГУ, разработаны для достижения наивысшего КПД при номинальной нагрузке. Однако крупные промышленные газовые турбины, используемые в углеродно-нейтральных приложениях, должны поддерживать высокий КПД даже при частичной нагрузке [18].

Однако не все крупные промышленные газовые турбины должны быть способны реагировать на колебания нагрузки, поскольку существуют региональные различия в количестве электроэнергии, вырабатываемой возобновляемыми источниками энергии. Кроме того, газовые турбины, используемые для IGCC, должны работать при номинальной нагрузке.

Для электростанций на основе газотурбинных установок были изучены различные системы теплового цикла с целью достижения наивысшего термического КПД [48,49]. Результаты этих исследований показывают, что необходимы сложные циклы. В частности, работа системы охлаждения замкнутого цикла высокоэффективна, но она не подходит для углеродно-нейтральной эпохи из-за времени, необходимого компонентам комбинированной установки для достижения теплового равновесия. На основании анализа состояния НИОКР тепловых систем на основе газотурбинных установок, разработанных к настоящему времени, и оценки будущих технических характеристик, мы пришли к выводу, что комбинированный цикл, состоящий из простой большой газовой турбины и паровой турбины с охлаждением горячих частей за счет В настоящее время нагнетаемый воздух компрессора является наиболее подходящим с точки зрения углеродной нейт

С другой стороны, для малых и средних промышленных газовых турбин переход на топливо , не содержащее CO2, такое как водород или аммиак, означает, что текущие ограничения на конструкцию (охлаждения), налагаемые возможным использованием топлива низкого качества, будет удалено. Это означает, что станет возможной конструкция охлаждения, аналогичная конструкции аэродинамических профилей авиационных двигателей с теми же геометрическими размерами. Газовые турбины малого и среднего размера, используемые в качестве автономных газовых турбин, из-за их быстрого запуска и способности к колебаниям нагрузки, могут функционировать в качестве стабилизатора энергосистемы. Это позволит увеличить TIT этих газовых турбин, если охлаждаемые профили можно будет производить с меньшими затратами, что приведет к значительному улучшению теплового КПД. Поскольку эти газовые турбины не используются в системах с комбинированным циклом, они могут быть рассчитаны на высокий тепловой КПД с большой степенью сжатия и достаточно низкой температурой выхлопных газов. В то же время ожидается, что газовые турбины малого и среднего размера будут продолжать использоваться в качестве коген

3. Промышленные газовые турбины будущего

Чтобы достичь углеродной нейтральности, необходимо либо улавливать любые выбросы CO2 , либо сжигать топливо, не содержащее (дополнительного) углерода. Последнее в настоящее время означает сжигание либо зеленого водорода, аммиака на основе зеленого водорода, либо биотоплива. Хотя доступность [50] и экономическая целесообразность [51] общества, основанного на зеленом водороде, были поставлены под сомнение, эти проблемы, вероятно, будут преодолены, и нужно готовить технологии, необходимые для углеродно-нейтральной эры, сейчас, а не только тогда, когда будут найдены средства устранения всех возражений.

Во-первых, мы рассматриваем использование промышленных газовых турбин, работающих на водороде, не содержащем CO2. или аммиак.

Среди различных газотурбинных циклов в этом разделе обсуждаются те, которые рассматривались для использования в будущую углеродно-нейтральную эпоху, или усовершенствованные газотурбинные циклы, для которых были построены специальные установки для демонстрации их производительности.

3.1. Водород и аммиак как топливо для газовых

турбин Технически возможно производить CH4 из H2 и CO2 (реакция Сабатье), но на данный момент это экономически нецелесообразно. Таким образом, топливо без CO2 в настоящее время означает сжигание либо зеленого водорода, аммиака на основе зеленого водорода, либо биотоплива.

Биотопливо в чистом виде может содержать примеси, такие как сера, но их можно сравнительно легко устранить [52]. Это означает, что использование этих видов топлива не должно оказывать незначительного влияния на систему сгорания и конструкцию охлаждения. Использование водорода или аммиака в качестве топлива для газовых турбин уже давно рассматривается [53,54], и ожидается, что эти виды топлива будут использоваться для газовых турбин, котлов, двигателей внутреннего сгорания, промышленных печей и других существующих источников энергии и тепла [55]. –62]. Основные компоненты газовой турбины могут оставаться в основном теми же, за исключением камеры сгорания, которая отличается от работающих в настоящее время промышленных газовых турбин, работающих на природном газе [63–66]. Кроме

Machine Translated by Google

модификации системы сгорания с учетом более высокой скорости пламени водорода и длительное время реакции аммиака по сравнению с метаном, ТИТ тоже изменится.

Водород имеет теплоту сгорания всего 3,0 МДж/м3 , но это эквивалентно 120 МДж/кг. С другой стороны, природный газ («L-газ») имеет теплотворную способность 31 МДж/м3 , что составляет эквивалентно всего лишь 32 МДж/кг. Это означает, что общий массовый расход через турбину, т. е. количество воздуха и топлива уменьшится при сжигании H2. Компоненты топливного газа также изменение: CO2 больше не будет , но появится дополнительная H2O. Средняя удельная теплоемкость CO2 составляет ок. 1,2 кДж/кгK, а водяного пара — ок. 2,4 кДж/кгK. Абсолютный изменения массовой доли составляющих в сочетании с различиями в удельных тепло компенсируют друг друга, а это означает, что изменяется только теплоемкость выхлопного потока. незначительно. Что касается теплопередачи, необходимо учитывать, что как CO2, так и водяной пар излучается. Опять же, изменения во многом компенсируют друг друга. Тем не менее, различия в теплоте сгорания и общем массовом расходе приводят к изменению ТИТ:

- Если и выходная мощность, и температура выхлопных газов должны оставаться постоянными при сжигании 100% водорода ТИТ увеличивается на несколько десятков градусов с последующее влияние на среднюю температуру компонентов.
- Если температура ТИТ и температура выхлопных газов остаются постоянными, выходная мощность газовой турбины уменьшится более чем на 10%, но КПД немного увеличится и массовый расход выхлопных газов существенно.
- Если выходная мощность и ТИТ остаются постоянными, температура выхлопных газов будет уменьшится почти на 20 K, но опять же, как КПД газовой турбины немного увеличится и массовый расход выхлопных газов существенно.

В пределах границ можно найти термодинамически оптимальное решение упомянутое выше, путем изменения всех трех параметров. И все же некоторые корректировки в охлаждении проектирование будет необходимо, особенно в сочетании с измененной конструкцией камеры сгорания, что приведет к другому профилю ТИТ, турбулентным масштабам длины и турбулентности.

Следует отметить, что приведенное выше обсуждение сосредоточено исключительно на термодинамических вопросах. аспекты сжигания водорода. Возможно, необходимо рассмотреть влияние увеличения водяной пар на окислительное поведение сплавов и керамики. Динамика сгорания, NOx выбросы и воспоминания также должны быть приняты во внимание. Поэтому снижение рейтинга газовая турбина может понадобиться и по другим причинам.

Теплофизические свойства и характеристики горения водорода и аммиака приведены в табл. 4 [67]. Водород имеет низкую температуру сжижения 20 K. что затрудняет транспортировку и хранение. Кроме того, необходимо разработать камеру сгорания, который не будет производить слишком много тепловых NOx и выдерживать высокую турбулентную скорость пламени. это может вызвать воспоминания. С другой стороны, аммиак сжижается при давлении около 10 атмосфер. общие температуры окружающей среды, что упрощает транспортировку и хранение чем СПГ. Однако он имеет очень низкую скорость турбулентного пламени, а наличие азота в топливе может привести к образованию NOx в топливе.

Таблица 4. Термические свойства и основные характеристики горения аммиачного и углеводородного топлива [67].

Топливо	NH3	H2	CH4	C3H8
Температура кипения при 1 атм (C)	33,4	253	161	42,1
Давление конденсации при 25 C (атм)	9.90	Н/Д	Н/Д	9.40
Нижняя теплота сгорания, LHV (МДж/кг)	18,6	120	50,0	46,4
Предел воспламеняемости (коэффициент эквивалентности)	0,63–1,40	0,10–7,1	0,50–1,7	0,5–2,5
Адиабатическая температура пламени (C)	1800 г.	2110	1950 год	2000 г.
Максимальная ламинарная скорость горения (м/с)	0,07	2,91	0,37	0,43
Минимальная температура самовоспламенения (C)	650	520	630	450

Machine Translated by Google

Поскольку цепочка производства и поставок водорода и аммиака все еще находится на ранних стадиях развития, эксплуатация газовых турбин, использующих эти виды топлива, все еще является экспериментальной. Компания MHI эксплуатировала демонстрационную установку ПГУ с использованием газовой турбины J-типа с температурой 1600 C и 30% об. водорода, смешанного с природным газом, для демонстрации выработки электроэнергии ПГУ [68]. KHI успешно эксплуатировала газовую турбину M1A-17 мощностью 2 МВт со 100% водородным топливом почти при полной нагрузке [69], а IHI успешно эксплуатировала газовую турбину IM270 мощностью 2 МВт со 100% аммиаком при полной нагрузке [70]. В Европе и США в настоящее время строятся 100% водородные электростанции для ПГУ с использованием крупных промышленных газовых турбин, и ожидается, что эти электростанции будут введены в эксплуатацию по мере развития инфраструктуры для производства и поставок водорода.

3.2. Турбина сгорания с кислородно-топливным и водородно-кислородным циклом

Однако проблема со сжиганием H2 заключается в том, что камеры сгорания, работающие на водородном топливе, которые имеют тенденцию иметь более высокие температуры пламени, как ожидается, будут выделять больше NOx, чем камеры сгорания, работающие на природном газе [71] , если в них используется воздух. Паровое охлаждение можно использовать для увеличения количества доступного воздуха для горения и снижения температуры сгорания для достижения низких выбросов NOx. Для достижения целевых показателей эффективности в углеродно-нейтральных ПГУ температура на выходе камеры сгорания увеличится на 200–300 C . Авторы полагают, что нынешняя система сгорания, использующая воздух в качестве окислителя, достигает своего предела для сгорания с низким содержанием NOx. Метод сжигания, при котором вообще не образуются NOx, — это кислородно-топливный цикл (OFC), при котором кислород отделяется от воздуха. Первоначально этот цикл был предложен для улавливания CO2 при сжигании угля при производстве тепловой энергии [72,73]. Кислородно -топливный цикл может быть использован для широкого круга видов топлива, включая природный газ, газ газификации угля, биомассу и т. д. Следовательно, термодинамически разработать OFC можно без труда, хотя необходимо перепроектировать компрессор, камеру сгорания. и турбина на основе существующей технологии ПГУ, чтобы сделать их пригодными для данного цикла. В этом разделе описывается только применение OFC к ПГУ [74].

Недостаток с точки зрения термической эффективности заключается в том, что для процесса отделения кислорода от воздуха требуется дополнительная энергия. Однако, приняв OFC, TIT можно увеличить до 1900–2000 C , и газовая турбина может работать без образования NOx, несмотря на столь высокую температуру сгорания. В будущем, когда водород и кислород будут производиться электролизом с использованием возобновляемых источников энергии, водород будет использоваться в качестве топлива, а избыток кислорода можно будет эффективно утилизировать в этом цикле.

Циклическая диаграмма OFC представлена на рисунке 10 [75]. Компонентами выхлопных газов являются CO2 и водяной пар. Улавливания CO2 можно очень легко достичь при атмосферном давлении, поскольку, когда водяной пар превращается в воду в конденсаторе, остается газообразный CO2. Когда полученный таким образом газообразный CO2 рециркулируется, он становится циклом Брайтона, тогда как когда циркулирует конденсированная вода, он становится циклом Ренкина [76]. В следующем разделе мы обсудим OFC, когда цикл Брайтона используется в качестве газовой турбины.

Различные коэффициенты рециркуляции H2O и CO2 были изучены для кислородно-топливных ПГУ, чтобы найти оптимальные характеристики компрессора, камеры сгорания и турбины [77]. В случае ПГУ с рециркуляцией CO2 степень сжатия компрессора должна быть увеличена примерно вдвое, чтобы достичь той же температуры выхлопных газов в котле-утилизаторе, что и в ПГУ, работающей на природном газе. Выходная мощность ПГУ и тепловой КПД также изучались путем расчета газокислородной ПГУ с количеством теплоносителя для аэродинамических профилей в качестве параметра [78,79]. Было изучено применение системы циркуляции кислородно-топливного CO2 в ПГУ, работающей на природном газе, с газовой турбиной GE Model 9H [80] . По результатам данного исследования тепловой КПД OFC составил 51,3% (нетто LHV), что на 8,1% ниже, чем у ПГУ, работающей на природном газе. Эта более низкая эффективность выгодно отличается от более низкой эффективности улавливания CO2 с использованием процесса восстановления амина. Однако, поскольку это система циркуляции CO2, нынешнюю газовую турбину 9H нельзя использовать в ее нынешнем виде, и для всех компонентов требуется новая конструкция . Основной поток представляет собой смешанный поток CO2 и перегретого пара, что обеспечивает сильную радиационную передачу тепла к горячим

Machine Translated by Google

Охлаждаемые профили следует оценивать с учетом радиационной теплопередачи. Эффективность охлаждения горячих деталей в кислородно-топливной системе циркуляции CO2 превосходит эффективность воздушного охлаждения, поскольку используется углекислый газ из нагнетания компрессора.

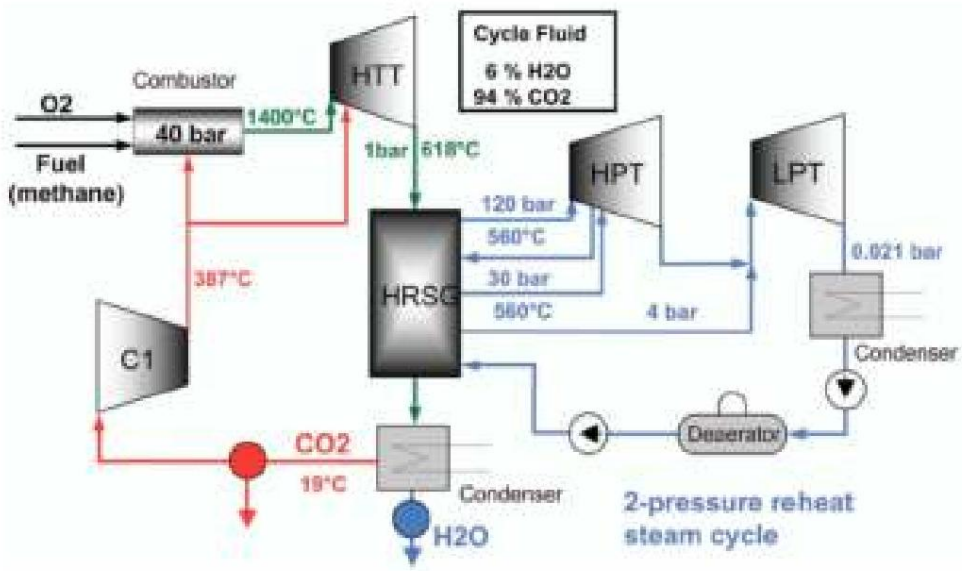


Рис. 10. Принципиальная схема кислородно-топливного цикла [75].

Джериха и другие из Технологического университета Граца в Австрии предложили высокоэффективный комбинированный цикл, использующий сжигание водорода и кислорода. Этот цикл был назван «Циклом Граца» японскими исследователями, участвующими в проекте WE-NET [81]. Базовая конфигурация цикла Граца показана на рисунке 11 [82], в которой природный газ сжигается с чистым кислородом [83]. В результате получается рабочее тело, состоящее исключительно из пара и CO2, последний из которых легко отделяется от пара. Выхлопной газ используется для выработки пара в регенеративном теплообменнике, а пар низкого давления используется для привода цикла Ренкина и в качестве пара на входе в компрессор в ц С момента ее создания постоянный поток публикаций уточнял эту концепцию [75,82,84,85]. Анализ цикла показал, что тепловой КПД цикла Граца более чем на 10% выше, чем у ПГУ, работающей на природном газе, с тем же TIT. Цикл Граца очень эффективен, поскольку эксергетические потери при сгорании уменьшаются за счет увеличения давления сгорания и температуры [85].

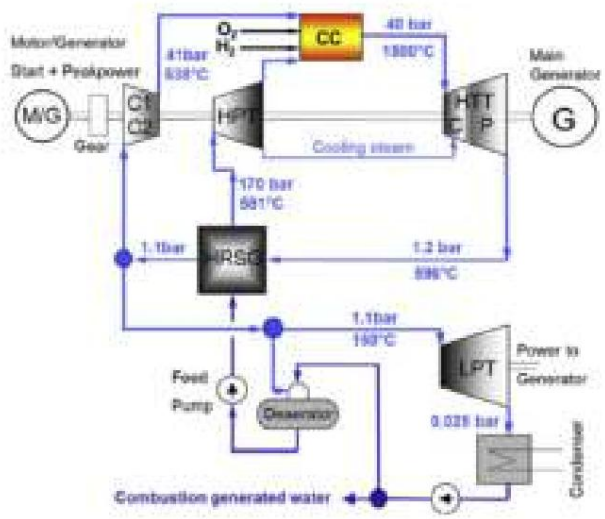


Рис. 11. Принципиальная схема кислородно-топливного цикла [82].

Machine Translated by Google

Хороший обзор ряда других замкнутых циклов можно найти в работе. [86].

3.3. Цикл НАТ В

ПГУ рабочие тела верхнего газотурбинного цикла и нижнего паротурбинного цикла физически разделены. Однако существует множество вариантов преобразования жидкой воды в пар и соединения его с рабочим телом газовой турбины. Цикл Ченга для небольших электростанций, в котором тепло выхлопных газов газовой турбины используется для выработки перегретого пара в парогенераторе-утилизаторе (HRSG), уже был описан.

Циклы с рекуперацией пользовались определенной популярностью несколько десятилетий назад, когда общая степень сжатия газовых турбин была еще довольно низкой. Выхлопные газы использовались для предварительного нагрева воздуха на выходе компрессора перед его попаданием в камеру сгорания. Тепло ниже температуры нагнетаемого воздуха компрессора не может быть рекуперировано из выхлопных газов турбины в цикле газовой турбины. Когда TIT увеличивается для достижения более высокой производительности, необходимо соответственно увеличить степень сжатия. Поэтому количество тепла, рекуперируемого с помощью рекуператора, уменьшается, а выхлопные газы выбрасываются в атмосферу с более высокой температурой, что приводит к потерям тепла.

С другой стороны, удельная теплоемкость водяного пара примерно в два раза больше, чем у воздуха, и он обладает большой способностью рекуперации тепла. Используя это свойство пара, воздух с относительно низкой температурой и высокой влажностью можно использовать для рекуперации тепла в регенераторе. В этом случае можно построить цикл для рекуперации тепла из выхлопных газов до температуры почти 100 C, где пар конденсируется при атмосферном давлении [87,88]. Типичным примером этого регенеративного газотурбинного цикла с высокой влажностью является цикл турбины с влажным воздухом (НАТ), показанный на рисунке 12 [89]. Этот цикл был разработан Накамурой в 1981 году как применение средне- и низкотемпературных технологий рекуперации тепла в газовых турбинах [90]. Было признано, что этот цикл, как можно ожидать, повысит термический КПД примерно на 1%. от 3 до 4 % (абсолютное значение) по сравнению с обычным комбинированным циклом [91]. Для достижения ее производительности пришлось разработать газовую турбину нового типа с отдельными компрессорами и промежуточным охладителем. В отличие от цикла НАТ, Хатамия разработал цикл АНАТ; его последовательность показана на рисунке 13 [92]. Эта система производства электроэнергии направлена на достижение высокой эффективности без необходимости использования высоких степеней давления и высоких температур сгорания, которые в настоящее время являются основным направлением высокоэффективных систем с комбинированным циклом. В цикле АНАТ всасываемый воздух охлаждается путем установки впускного воздуховода (называемого доохладителем), который распыляет мелкие капли воды во всасываемый воздух компрессора. Это снижает температуру всасываемого воздуха за счет испарения до того, как воздух достигнет первых ступеней компрессора. Оставшиеся капли воды испаряются в процессе сжатия, подавляя повышение температуры воздуха . Воздух на выходе компрессора поступает в увлажнительную башню (называемую сатуратором), где он вступает в непосредственный контакт с горячей водой и становится очень влажным воздухом. Коэффициент увлажнения составляет примерно от 15 до 20% и

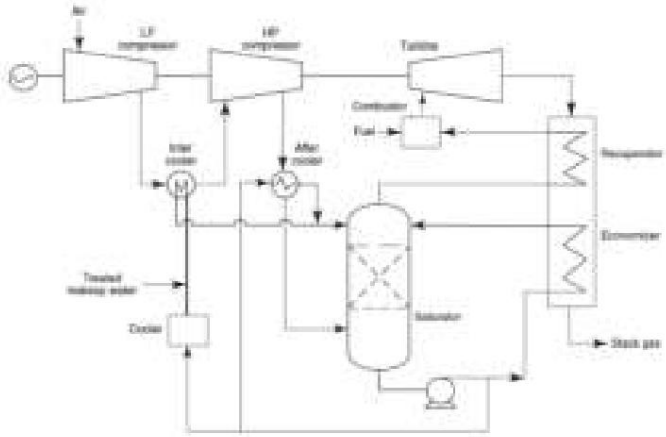


Рисунок 12. Цикл НАТ [89].

Machine Translated by Google

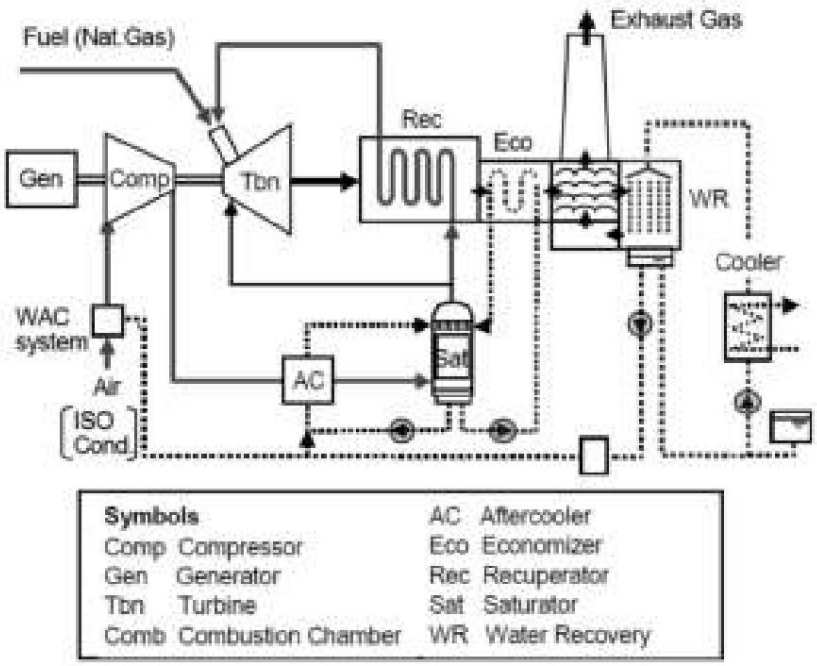


Рисунок 13. Цикл AHAT [92].

Hitachi построила экспериментальную установку, чтобы проверить, можно ли достичь концепции цикла системы AHAT и целевой производительности с использованием газовой турбины класса 3 МВт, и провела демонстрационные испытания [93]. Были достигнуты мощность 4,0 МВт и тепловой КПД 40% НВЛ. Эти результаты показывают, что если цикл AHAT спроектирован в оптимальных условиях, эффективность выработки электроэнергии превысит эффективность комбинированн Разница в эффективности особенно велика для газовых турбин малого и среднего размера. На рисунке 14 показан пример оценки эффективности цикла AHAT по сравнению с существующими газотурбинными системами производства электроэнергии [92].

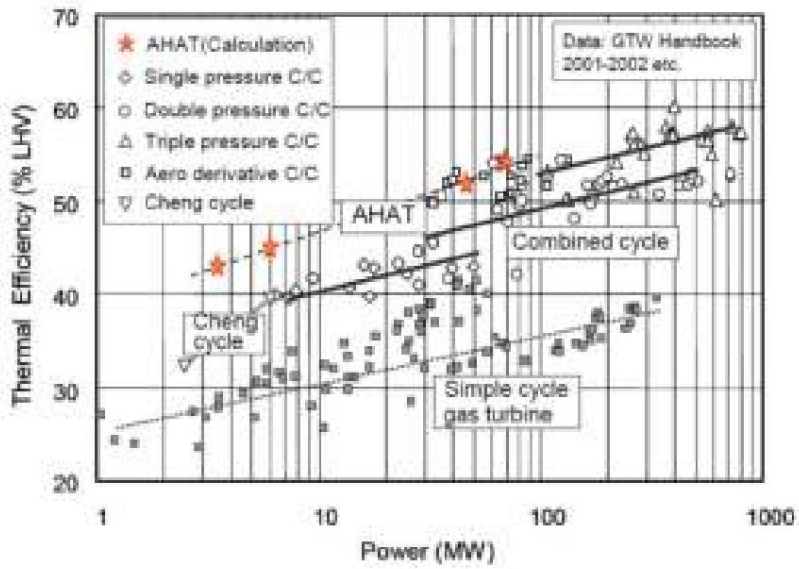


Рисунок 14. Сравнение тепловых КПД газотурбинных циклов [92].

Цикл AHAT можно считать одной из лучших систем для газовых турбин малого и среднего размера в углеродно-нейтральную эпоху. Кроме того, желательно рассмотреть цикл AHAT с использованием возобновляемых видов топлива, таких как водород и аммиак, вместо природного газа.

Machine Translated by Google

4. Конструкция охлаждения для аэродинамических профилей газовых турбин

будущего. В разделе 2 описано текущее состояние находящихся в эксплуатации промышленных газовых турбин. В разделе 3 обсуждались несколько возможных циклов и предпочтительный или идеальный цикл промышленных газовых турбин для углеродно-нейтральной эпохи. В этом разделе описаны охлаждающие конструкции, которые следует принять. Сначала описываются современные методы охлаждения новейших аэродинамических профилей, охлаждаемых до уровня 1650 C. Далее обсуждаются стратегии охлаждения лопаток и лопастей, которые были исследованы и разработаны на данный момент. Затем на основе этих конструкций и методов производства описываются охлаждающие конструкции и методы производства, которые могут быть применены к аэродинамическим профилям в эпоху углеродно-нейтрального уровня выбросов. Следует отметить, что количественная потребность в охлаждении будет в некоторой степени зависеть от термодинамического цикла. Хотя температура будет одинаковой, состав выхлопных газов будет различаться, что приведет к разным тепловым нагрузкам и различным требованиям к охлаждению.

Лопатки и лопатки первой ступени газовой турбины G-типа, рассчитанной на температуру 1500 C, показаны на рисунках 4 и 5 соответственно. Схема охлаждения как лопаток, так и лопаток турбины существенно не отличается от конструкции охлаждения турбины высокого давления реактивного двигателя с тем же ТИТ. Однако следует отметить, что аэродинамические профили крупной промышленной газовой турбины примерно в четыре раза больше, чем у реактивного двигателя. Хотя это и не показано в данной статье, охлаждающий воздух, используемый для охлаждения лопаток ротора турбины в газовой турбине WH-MHI, не отражает тот факт, что воздух нагнетания компрессора забирается из системы и охлаждается водой из нижнего цикла. Другими словами, воздух, используемый для охлаждения лопаток, охлаждается примерно до 150 C. Согласно рисунку 4, этот холодный охлаждающий воздух подается непосредственно на внешнюю поверхность лопатки в виде пленочного охлаждения через короткий внутренний канал охлаждения. В лопатках первой ступени турбины F-типа, разработанных MHI, охлаждающий воздух в максимально возможной степени используется внутри, а как только температура повышается настолько, насколько это возможно, он выбрасывается с поверхности лопатки в виде пленочного охлаждения - концепция уникальный для промышленных газовых турбин [31]. Все лопатки газовой турбины G-типа класса 1500 C, разработанной WH, были модифицированы MHI для достижения оптимальной геометрии охлаждения для промышленной газовой турбины на основе вышеуказанной концепции.

Импульсное охлаждение, которое используется в лопатках, представляет собой метод эффективного охлаждения внутренней поверхности лопатки на передней кромке и в центральной части профиля (вдоль хорды). При змеевидном проточном канале, который используется в лопастях, распределение температуры по высоте лопатки практически неконтролируемо, тогда как его можно легко контролировать, применяя импинджментное охлаждение и регулируя количество отверстий импинджментного охлаждения.

В конструкции охлаждения лопатки, показанной на рис. 3, ударное охлаждение обеспечивается с внутренней поверхности за счет помещения вставки в несколько полостей тонкостенной конструкции. Количество полостей имеет тенденцию к увеличению по мере увеличения ТИТ; в газовой турбине типа D класса 1150 C, разработанной Westinghouse для охлаждения, количество полостей в лопатках первой ступени было две. Однако количество полостей в первой ступени модифицированной MHI газовой турбины типа DA класса 1200 C было увеличено до трех. Число полостей в лопатках первой ступени турбин класса F на 1350 C и класса G на 1500 C также равно трем, а количество соударительных полостей в турбине типа J на 1600 C — пять. [31]. Увеличение числа полостей обусловлено необходимостью оптимизации давления подачи охлаждающего воздуха и скорости истечения пленочного охлаждения на поверхности лопатки . Распределение статического давления на поверхности меняется как по хорде, так и по размаху, и охлаждение адаптируется соответствующим образом. Для создания количества полостей можно образовать полости посредством уплотняющей конструкции между вставкой и внутренней поверхностью лопатки, а не перегородок внутри лопатки. Плотное уплотнение лопаток гарантирует высокую эффективность охлаждения и высокую надежность. Однако по мере увеличения TIT для улучшения аэродинамических характеристик требуются трехмерные формы лопаток, что чрезвычайно затрудняет разработку уплотнительной конструкции с точным контактом между поверхностями.

В комбинированной секции соударного и пленочного охлаждения следует обратить внимание на вентральную сторону лопатки турбины. Пленочное охлаждение на поверхности с малым радиусом кривизны способствует смешиванию пленочно-охлаждаемого воздуха с основным потоком за счет вихрей Гёртлера на вогнутой поверхности. Чтобы избежать такого смешивания, поверхность давления состоит из секций.

Machine Translated by Google

с большим радиусом кривизны. С другой стороны, передняя кромка лопатки первой ступени имеет максимально возможный радиус передней кромки, чтобы уменьшить коэффициент теплопередачи основного потока. Охлаждение штифтовым ребром используется для задних кромок лопаток турбины, где ударное охлаждение невозможно из-за сложности установки вставок.

Структура охлаждения лопаток турбины, показанная на рисунке 4, в которой используется пленочное охлаждение в табличном змеевидном протоке, такая же, как и в реактивном двигателе. Душевое охлаждение передней кромки предназначено для распределения теплоносителя в обе стороны вокруг критической точки. С другой стороны, на задней кромке лопастей используется точечное охлаждение .

Соотношение сторон змеевидного канала лопатки ротора турбины, показанного на рисунке 4, который был разработан на основе авиационного двигателя, близко к единице, что является превосходной конструкцией охлаждения, если рассматривать ее только с точки зрения теплопередачи. Когда WH-MHI проектировала большие промышленные газовые турбины классов D, F и G, они использовали одну и ту же четырехступенчатую компоновку турбины. Это означает, что нагрузка на лопатки несущего винта увеличивается с увеличением ТИТ, поскольку нагрузка распределяется по одинаковому числу ступеней. Это, в свою очередь, означает, что форма лопасти меняется с реактивной на импульсную . Это имеет тенденцию увеличивать соотношение сторон змеевидного канала: лопасть становится толще, а это означает, что поверхность внутренних перегородок становится больше, чем поверхность реальных внутренних стенок на напорной и всасывающей сторонах аэродинамического профиля. Поскольку ребра змеевидного канала обычно устанавливаются на короткой стороне прямоугольного поперечного сечения, форма змеевидного канала с большим удлинением неэффективна с точки зрения охлаждения.

Улучшение термического КПД цикла примерно пропорционально уменьшению количества теплоносителя, учитывая, что это снижение снижает потери на перекачку и меньше снижает температуру основного потока. По этой причине в конструкции охлаждения лопастей необходимо перейти к более совершенному охлаждению, которое обеспечивает более равномерное распределение температуры в направлении размаха и соответствует требованиям прочности при ползучести по высоте лопасти. Поскольку лопасть вращается по определению, температуру газа вокруг нее можно рассматривать как усредненное по окружности значение температуры основного потока газа. Ползучесть лопатки определяется действующей на нее центробежной силой в сочетании со средней температурой металла ее поперечного сечения. Для достижения максимального предела ползучести распределение температуры газа должно быть спроектировано таким образом, чтобы самая высокая температура приходилась примерно на 50–60% диапазона . Поскольку хвостовик лопатки имеет сечение с наибольшим центробежным напряжением, для соответствия требованиям прочности он должен быть достаточно охлажден, даже если температура газа ниже, чем в середине пролета. Конструкция охлаждения от середины пролета до кончика лопасти позволяет добиться постепенного уменьшения количества охлаждающей жидкости для достижения средней температуры металла, которая выравнивает прочность ползучести с затуханием центробежной силы. Охлаждение лопаток турбины змеевидными каналами не позволяет контролировать среднюю температуру металла в направлении высоты лопатки. Однако если для лопаток ротора турбины использовать метод охлаждения, сочетающий в себе ударное и пленочное охлаждение, этого можно добиться.

Ударное охлаждение путем введения вставки в лезвие является отличным методом охлаждения с точки зрения контроля локальной температуры металла. Однако существуют две проблемы. Во-первых, поскольку входной угол лопасти изменяется в радиальном направлении, профиль скручивается. Когда лезвие вращается, центробежная сила заставляет его в некоторой степени раскручиваться. Поэтому вставку необходимо устанавливать в таком месте, где взаимное положение внутренней стены и вставки маловероятно изменится. Далее ребристая поверхность, удерживающая вставку на месте, и сама вставка должны соприкасаться друг с другом под постоянным давлением. Однако даже если уплотнительные поверхности изготовлены очень точно, их повреждение может произойти из-за фреттинг- износа из-за относительного движения, вызванного вращательным движением и разницей термического удлинения. В лопатке первой ступени турбины высокого давления реактивного двигателя Pratt & Whitney класса 1250 C JT9D-7A использовано импрессионное охлаждение с одной вставкой, интегрированной в единую полость. Однако компания PW отказалась от использования ударного охлаждения лезвия из-за упомянутого выше фреттинг-износа. Для JT9D-59A, котор

Machine Translated by Google

температура на входе в турбину двигателя JT9D до 1360 C, была принята конструкция охлаждения, сочетающая змеевидные каналы и пленочное охлаждение. Ударное охлаждение области средней хорды больше не использовалось. В настоящее время ударное охлаждение по-прежнему используется на передней кромке, где ударные сопла могут быть изготовлены методом точного литья.

Конструкция охлаждения аэродинамических профилей основана на прецизионном литье. С точки зрения поиска охлаждающей конструкции, которая была бы более надежной, имела бы более высокую эффективность охлаждения и позволяла бы локально контролировать температуру металла, необходимо разработать новые методы производства, которые нарушают эту концепцию. Одним из методов, разработанных в прошлом для авиационных двигателей, является охлаждение литья; другой - пластина и лезвие с диффузионной сваркой. Таким образом , профили крупных промышленных газовых турбин намного больше тех, для которых изначально планировались эти технологии, и поэтому просто применить их невозможно. Как указывалось ранее, теплоемкость аэродинамических профилей больших газовых турбин намного больше, что требует модифицированной конструкции, учитывающей измененное тепловое напряжение. Поскольку размеры профилей малых и средних промышленных газовых турбин и авиационных двигателей примерно одинаковы, эту технологию можно применить и в этих промышленных газовых турбинах. Поскольку в будущем промышленные турбины будут работать более похоже на авиационные двигатели , правила и критерии проектирования также должны сблизиться, что делает эти технологии интересным вариантом. Для этих небольших газовых турбин основная задача будет заключаться в максимально возможном снижении производственных затрат.

Сначала мы обсудим аэродинамические профили с литым охлаждением. В камерах сгорания реактивных двигателей размеры камеры сгорания уменьшены для уменьшения веса, а диффузионное горение с использованием жидкого топлива является нормой. По этой причине в центре внимания исследований и разработок были конструкции, которые могут эффективно охлаждать стенки камеры сгорания с низкими потерями давления и небольшим количеством охлаждающей жидкости. Одной из конструкций стенок камеры сгорания с такой функцией является Lamilloy®, которая имеет конструкцию охлаждения с двойными стенками [94–96]. Он состоит из внешней стенки, внутренней стенки (сторона сгорания) и конструкции с ребрами, которые способствуют передаче тепла между ними. Внутренняя стенка и конструкция ребер изготовлены методом фототравления, а внешняя стенка соединена диффузией с внутренней структурой. Как следует из названия, CastCool® представляет собой лопатку первой ступени высокого давления, изготовленную путем прецизионного литья охлаждающей конструкции из Lamilloy®. Лопасть первой ступени CastCool® показана на рисунке 15 [97,98]; это также дает хорошее представление об общих характеристиках и конструкции аэродинамических профилей CastCool®. В лопасти CastCool® система импинджментного охлаждения и ее относительное расположение относительно отверстий пленочного охлаждения могут быть изготовлены в соответствии с замыслом конструкции. Такая конструкция охлаждения позволяет контролировать коэффициент теплопередачи при соударенном охлаждении и скорость обдува пленочного охлаждения даже при изменяющихся нагрузках турбины. Кроме того, сочетание двух методов охлаждения гарантирует наличие противодавления для пленочного охлаждения без обратного потока, а равномерную температуру металла по всей передней кромке можно достичь при минимальном массовом расходе охлаждающей жидкости. На рис . 16 показан пример применения описанного способа охлаждения, предотвращающего обратный поток в режиме частичной нагрузки в полость передней кр

Далее обсуждаются лезвия для сварки пластин и диффузионной сварки. Структуры лопастей первой ступени, разработанные ERDA, проектом, порожденным программой HTTT Министерства энергетики, показаны на рисунках 17 и 18 соответственно [100]. Опять же, эти цифры были выбраны для того, чтобы дать общее представление о конструкции таких профилей в целом. Лопатка первой ступени была изготовлена путем формирования тонкой охлаждающей структуры на тонкой пластине из сверхтермостойкого сплава путем фототравления с последующим наложением пластин в радиальном направлении и объединением их путем диффузионной сварки. Лопасть изготавливалась так же, ка Однако поверхности подвергаются диффузионному соединению в направлении, где центробежная сила не действует, т. е. в осевом направлении. В рамках того же проекта HTTT компания EPRI разработала турбинные лопатки под названием Shell/Spar. На рис . 19 показана конструкция лопасти оболочки/лонжерона первой ступени [101].

Machine Translated by Google

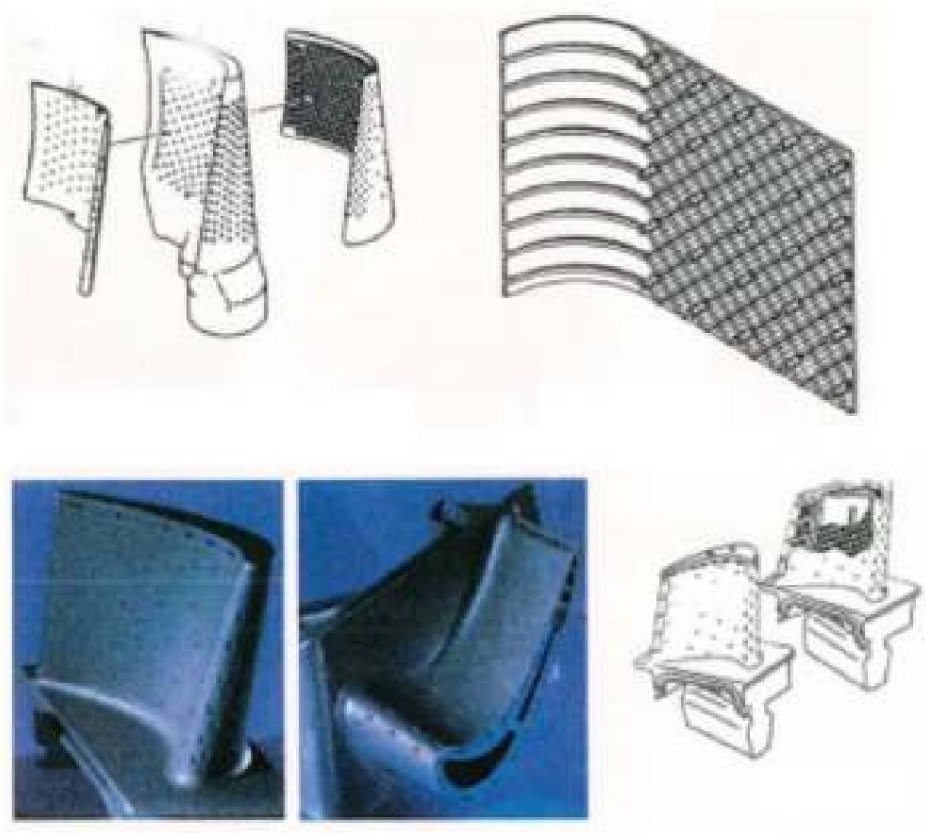


Рис. 15. Лопатка турбины CastCool® [97].

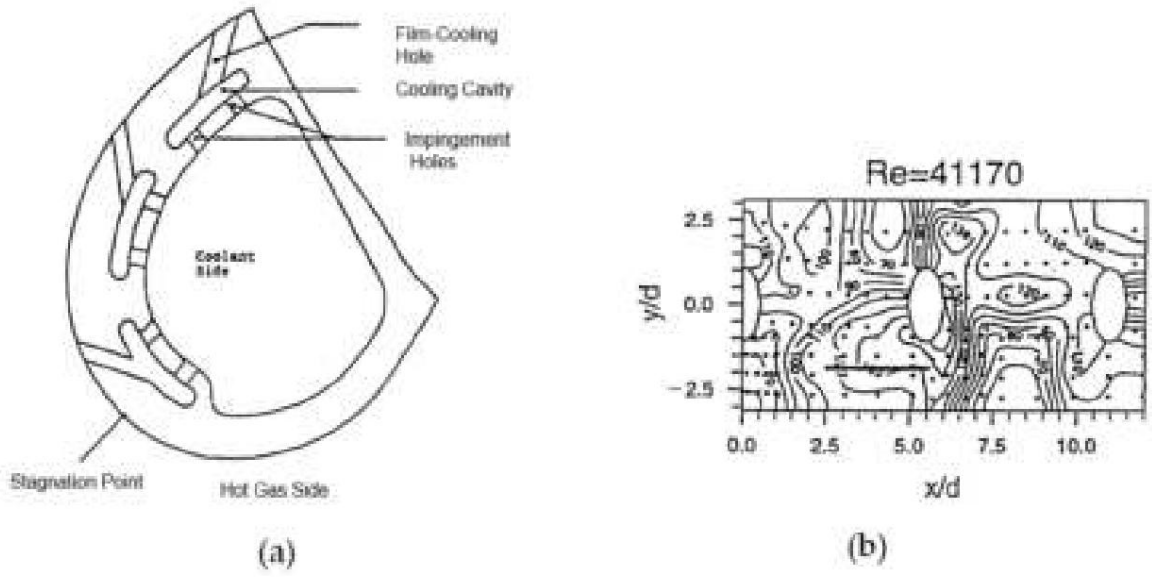


Рисунок 16. Передняя кромка CastCool® с ударным охлаждением: (а) Лопатка турбины с цельнолитым каналом; (б) Распределение числа Нуссельта на поверхности мишени [99].

Machine Translated by Google



Рис. 17. Конфигурация бесфланцевого охлаждения лопаток современных промышленных двигателей ERDA [100].

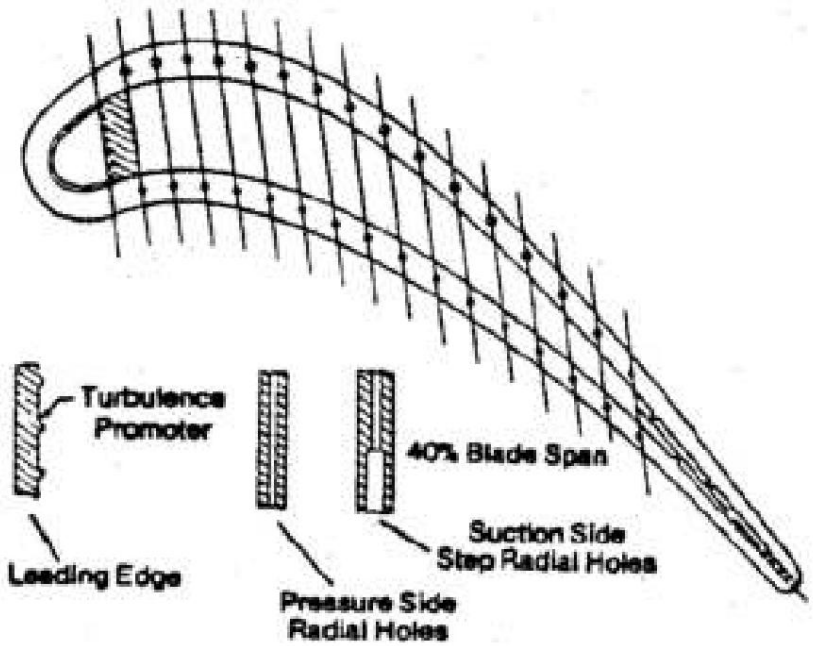


Рис. 18. Конфигурация бесфланцевого охлаждения лопаток для современных промышленных двигателей ERDA [100].

Охлаждающая конструкция Lamilloy® , описанная выше, в настоящее время используется для стенок камер сгорания реактивных двигателей. Профили CastCool® еще не введены в эксплуатацию. Фототравление и диффузионная сварка представляют собой превосходный метод охлаждения, который может устранить недостатки современных охлаждаемых аэродинамических профилей, но они еще не коммерциализированы из-за своей высокой стоимости. Единственная коммерциализированная лопатка турбины высокого давления, изготовленная методом пластинной и диффузионной сварки, работает в реактивном двигателе истребителя F100 [102].

Исходя из этого, далее рассматривается конструкция охлаждения лопаток, используемых в промышленных газовых турбинах в углеродно-нейтральную эпоху. Одного внутреннего охлаждения будет недостаточно, даже если его эффективность можно значительно повысить. Для защиты материала от температуры горячего газа потребуется плотная система охлаждения эффузией . Как упоминалось выше, промышленные газовые турбины должны выполнять функцию регулятора для стабилизации электропитания. Для выполнения этой функции они должны сохранять термическую усталостную долговечность лопаток и дисков даже при резких колебаниях нагрузки. Для повышения надежности лопаток турбины при работе с частичной нагрузкой необходимо принять конструкцию охлаждения, которая не позволяет основному потоку попасть в полость охлаждения даже при изменении распределения статического давления вокруг лопаток турбины. Это противоречит концепции проектирования на данный момент.

Machine Translated by Google

максимальной эффективности пленочного охлаждения (например, эффективность пленочного охлаждения достигает максимума около M = 0,5 в случае пленочного охлаждения с круглыми отверстиями) за счет уменьшения количества охлаждающего воздуха. В настоящее время для предотвращения возникновения противотока применяется конструкция с определенным запасом по противодавлению .

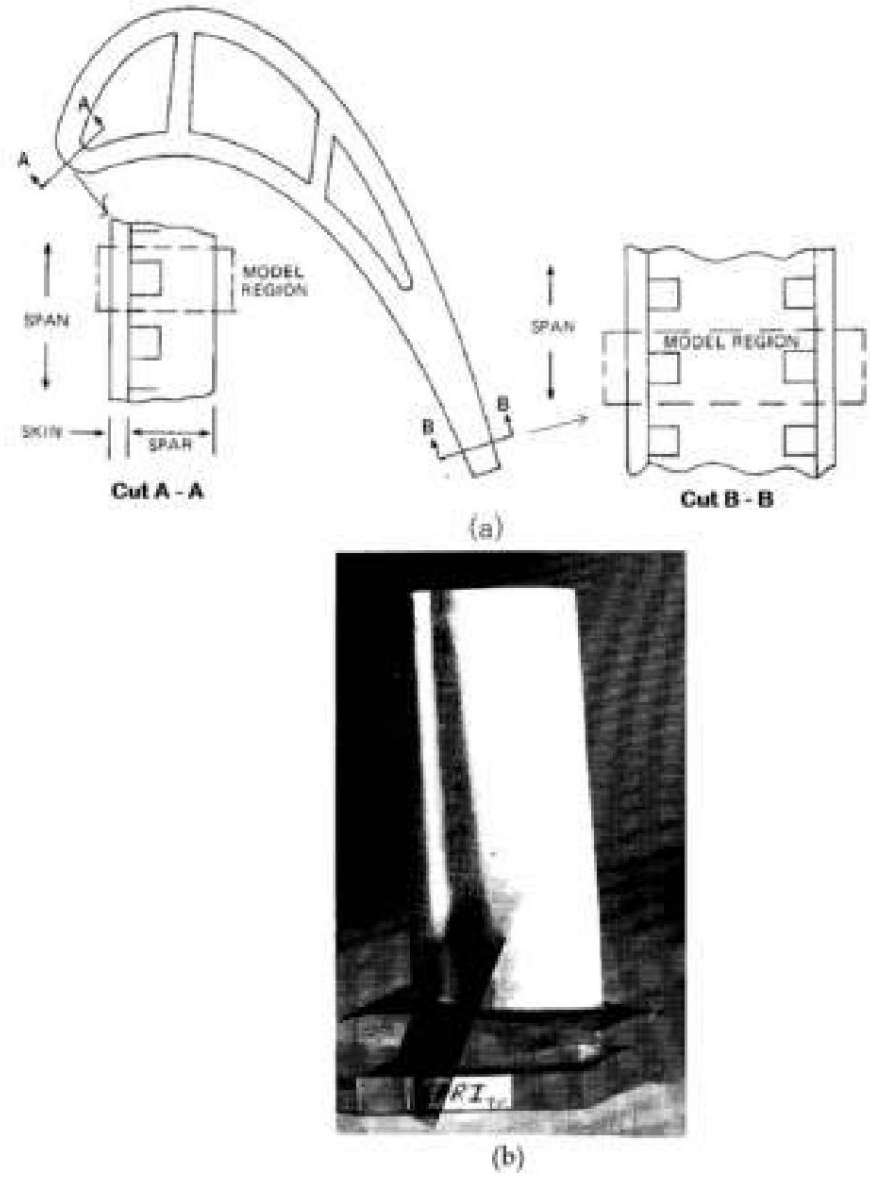


Рисунок 19. Конфигурация охлаждения оболочка/лонжерон: (а) Конфигурация охлаждения; (б) Изготовление демонстрационного лезвия [101].

Охлаждаемые лопатки были усовершенствованы в ответ на повышение температуры на входе в турбину. Авторы предложили температуру на входе в турбину 1900–2000 С и степень сжатия 30 для больших и TIT 1500–1600 С для малых и средних газовых турбин. Следует интенсивно продолжать исследования и разработку аэродинамических профилей, подходящих для этих газовых турбин. Рон Банкер предложил «микро» охлаждение [103,104] и охлаждение с двойными стенками [105], показанное на рисунке 20, в качестве охлаждающих конструкций для будущих аэродинамических профилей для авиационного применения. Эти конструкции являются развитием аэродинамических профилей Shell/Spar и Lamilloy®, описанных выше.

Machine Translated by Google

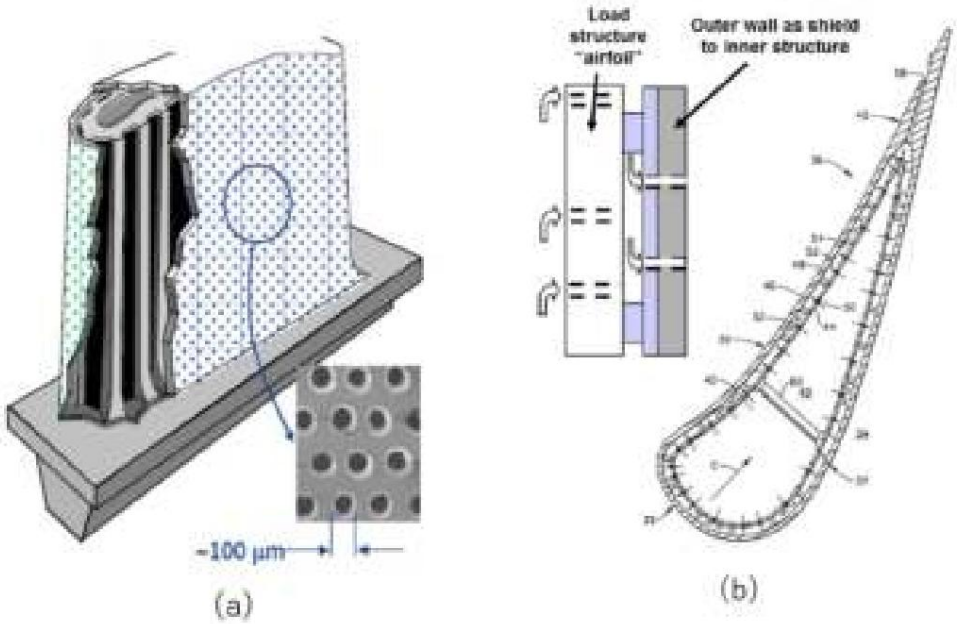


Рисунок 20. Будущее охлаждения турбин: (а) «микро» охлаждение [103,104]; (б) Один пример охлаждения с двойными стенками [105].

Технология изготовления таких сложных охлаждающих конструкций из металла методом аддитивного производства (АП) находится в стадии разработки и уже используется для производства высокотемпературных компонентов реактивных двигателей. Структуры, изготовленные до использования всех упомянутых выше технологий, теперь могут быть изготовлены относительно легко и экономически эффективно. Профили большой промышленной газовой турбины примерно в четыре раза больше, чем у реактивного двигателя. Таким образом, твердое лезвие будет иметь в 43 раза большую теплоемкость. Даже для таких больших профилей можно уменьшить разницу температур поперек профиля и изменить время переходного процесса, чтобы поддерживать постоянную температуру металла вдоль хорды во время быстрых изменений нагрузки. Для этого необходимо принять конструкцию с низкой теплоемкостью, но высокой прочностью. Реакция может быть задержана за счет увеличения толщины передней кромки, где коэффициент теплопередачи на стороне основного потока высок. Толщина штифт-оребрения на задней кромке не может быть увеличена, поэтому эффективной считается конструкция охлаждения с плотной решеткой (или матрицей). Матричное охлаждение было первоначально разработано в бывшем Советском Союзе и использовалось в некоторых современных промышленных газовых турбинах, например, в некоторых двигателях Finspong компании Siemens и GT24/26 компании ABB. Некоторая работа по этому вопросу проводилась и в других странах (например, [106–108]), но трудности в производстве и относительно высокие потери давления привели к ограниченному числу применений, которые могут измениться, когда эти структуры могут быть аддитивно изготовленные. Дополнительным преимуществом этого метода охлаждения является его большая теплоемкость по сравнению, например, с охлаждением с помощью штыревых ребер. Это означает, что при применении к задней кромке тепловая инерция передней и задней кромок становится более похожей.

Таким образом, внутреннее охлаждение позволяет поддерживать оптимальную температуру в крайних точках профиля с помощью сложных конструкций охлаждения, тогда как пленочное охлаждение сохраняет общий уровень конструкции на приемлемом уровне.

Уже начато изготовление турбинных лопаток с простой конструкцией охлаждения методом АМ. Было проведено множество исследований для оценки характеристик теплопередачи геометрий охлаждения АМ. Существующие охлаждающие конструкции, которые может производить АМ, не могут обеспечить требуемую точность размеров или шероховатост Однако по мере того, как таким способом будет производиться все больше и больше компонентов, метод будет усовершенствован до удовлетворительного уровня. Благодаря «двойному охлаждению» пластина и стенка лезвия объединены в единую геометрию.

Machine Translated by Google

Первая лопатка DWC, изготовленная аддитивным способом (схему принципа см. на рис. 21a), была испытана в газовой турбине с большой рамой. [109]. Сама конструкция и сравнение с традиционной литой лопаткой и конструкцией обычного охлаждения показаны на рис . 21. Лопатка АМ демонстрирует гораздо более однородную температуру поверхности. В основном это можно объяснить конструкцией охлаждения с двойными стенками, принятой в лопатке АМ, с большим количеством соприкасающихся полостей в дополнение к общему распространению пленочного охлаждения по всей поверхности. Каждый ряд отверстий пленочного охлаждения связан со специальной внутренней полостью, что позволяет лучше распределять давление подачи и в целом снижать коэффициент обдува. В результате достигается очень низкое термическое напряжение и тонкостенная структура, обладающая высокой устойчивостью к переходным процессам. При этом важно отметить, что рассматриваемая газовая турбина относилась к классу F и, следовательно, имела ТИТ, который, вероятно, не превышал 1400 C, что далеко от предусмотренных 1900 C. Тем не менее реализуемость концепции можно считать в принци

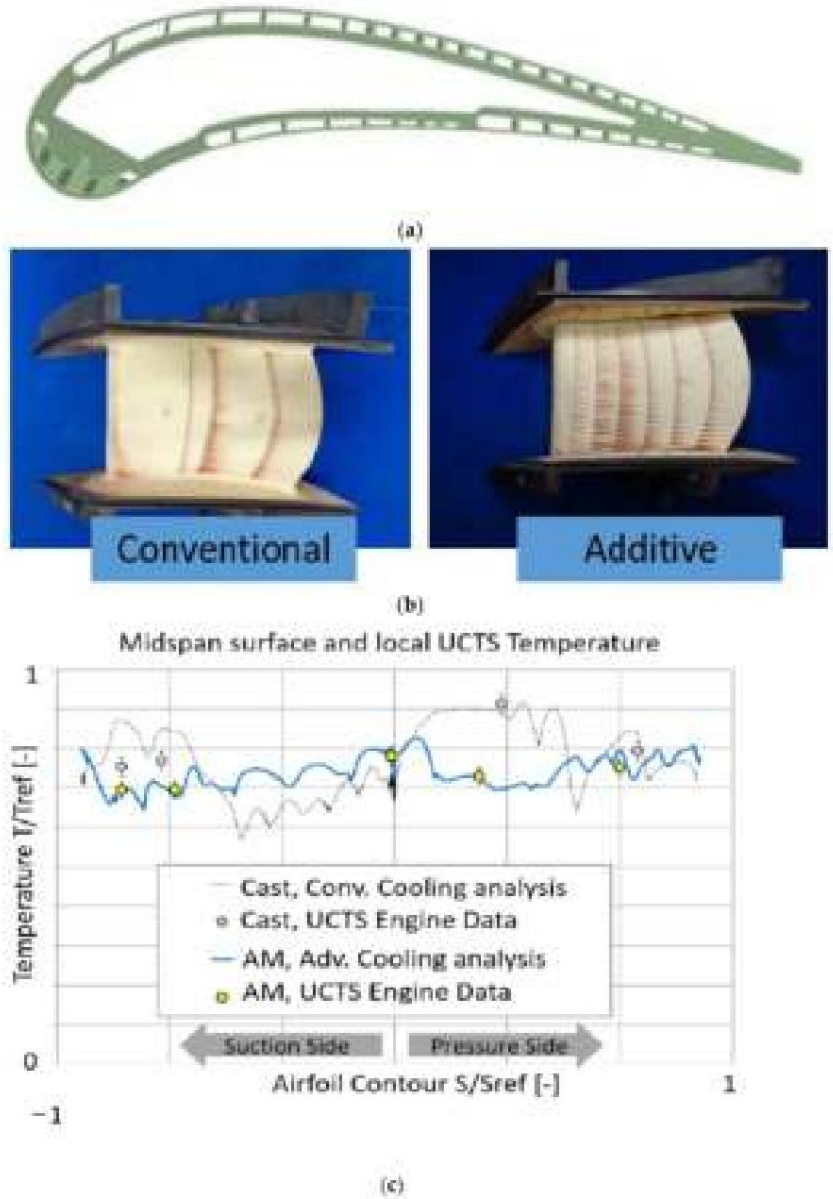


Рисунок 21. Сравнение эффективности охлаждения сопел газовой турбины F-типа [109]: (a) Концепция проектирования охлаждения первого сопла F-типа в конструкции внутреннего охлаждения, напечатанной на 3D-принтере; (б) сопла, изготовленные традиционным литьем и аддитивным производством; (c) Результаты распределения эффективности охлаждения для традиционной и аддитивной конструкции охлаждения.

Machine Translated by Google

В следующих двух разделах описаны результаты исследований характеристик теплопередачи для систем охлаждения АМ и охлаждения с двойными стенками (не обязательно образцов, изготовленных АМ).

5. Аддитивное производство

Аддитивное производство (АП) было провозглашено переломным моментом в разработке геометрии охлаждения [105], поскольку оно сместит парадигму от проектирования для производства к проектированию для функциональности. Реальность такова, что существуют строгие ограничения на геометрию, которую можно напечатать; высота печатаемых слоев в настоящее время обычно составляет 0,6 мм (хотя возможна и 0,3 мм). Это количество постоянно сокращается, и в будущем станут доступны более тонкие конструкции. Множество проблем в области материаловедения и производства до сих пор не позволяют широко использовать эту технологию в высокотемпературных приложениях. По мере расширения базы данных материалов и проведения первых длительных испытаний двигателей инженеры обретут уверенность и расширят спектр применений.
Одним из существенных недостатков является то, что дизайнеры все еще придерживаются старых правил проектирования, основанных на проектировании для производства, и люди не могут легко справиться со сложностью, которую повлечет за собой по-настоящему инновационный дизайн для функциональности. Одним из примеров последнего может быть конструкция охлаждения, учитывающая распределение напряжений в лопатке. Эти ограничения не препятствуют искусственному интеллекту/машинному обучению, но ему нужны данные, которые предлагают необходимую детализацию, более широкую базу данных и, прежде всего, данные, которые соответствуют возможностям, которые может предложить АМ. Все это можно разработать на основе текущих знаний о том, какой должна быть хорошая конструкция системы охлаждения. Поначалу это решение, возможно, не будет оптимальным, но может стать основой для дальнейшего развития в течение следующих десятилетий. Более того, инструменты, необходимые для полного использования потенциала АМ — например, инструменты проектирования полых ячеистых структур вместо сплошных — все еще находятся в стадии разработки. Поскольку спрос со стороны промышленности в целом, а не только производителей турбомашин, значителен, то и здесь можно ожидать существенного прогресса. Кроме того, в настоящее время стоимость высокотемпературных деталей АМ находится на том же порядке, что и стоимость их литых аналогов с учетом необходимой термообработки и механической обработки. Затраты (особенно на печатное оборудование) будут постепенно, но постоянно снижаться в течение следующих лет, что сделает компоненты АМ более конкурентоспособными по цене. Это, в сочетании с превосходными характеристиками охлаждения, которые она обеспечивает, безусловно, приведет к прорыву этой технологии в обозримом будущем.

В следующих разделах будет дан краткий обзор современного состояния аддитивного производства . Это покажет текущие области исследований, которые касаются самой технологии и ее применения в некоторых методах охлаждения; из него исключаются все темы, относящиеся к машинному обучению, поскольку это была бы совершенно другая и обширная область.

Как упоминалось ранее, размер компонентов малых и, в некоторой степени, средних газовых турбин также ограничивает возможности экономически эффективной и одновременно инновационной конструкции охлаждения с использованием современных коммерческих технологий производства. В настоящее время TIT крупных турбин может превышать 1600 C [110], но редко превышает 1300 C для небольших промышленных газовых турбин. Поскольку предел для больших двигателей приближается к 1900 C, для двигателей меньшего размера он увеличится до 1600 C. Разработка в ближайшей перспективе совершенно новых схем охлаждения этих двигателей сомнительна с экономической точки зрения. Скорее, может оказаться более целесообразным оптимизировать существующие геометрии, чтобы снизить затраты и постепенно повысить эффективность охлаждения. Этот подход предполагает производство АМ компонентов и геометрических форм, которые обычно отливаются по выплавляемым моделям или очень близки к такой форме. В среднесрочной перспективе, т.е. через >10 лет, конструкции авиационных двигателей и крупнокорпусных турбин будут адаптированы к малы

5.1. Материаловедение

Профили, спроектированные для АМ, конечно же, должны иметь свойства материала, обеспечивающие желаемый срок службы. Эти свойства являются функцией температуры материала,

Machine Translated by Google

поэтому лучшее охлаждение приводит к ухудшению свойств материала, но на данный момент можно было бы проявить осторожность и определить, что свойства материалов АМ должны быть, по крайней мере, эквивалентны литым материалам. При обсуждении материаловедения (или даже проектирования систем охлаждения) следует иметь в виду, что АМ, по сути, представляет собой разновидность сварки со всеми последствиями, которые это влечет за собой для выбора материала и структуры. Таким образом, аддитивно изготовленный профиль характеризуется мелкозернистой структурой металла. Другими словами, это диаметральная противоположность направленно затвердевшим или монокристаллическим профилям, которые были разработаны для улучшения характеристик материала несколько десятилетий назад: материалы SC были разработаны для придания лопастям и лопаткам более высокой прочности в направлении наибольшей прочности. нагрузка. Если АМ хочет конкурировать с этими материалами, он должен быть значительно более экономически эффективным и обеспечивать эффективность охлаждения, которая значительно превосходит литой аэродинамический профиль, чтобы компенсировать снижение прочности из-за более низкой температуры. Здесь следует сделать одно предостережение: следует учитывать, что испытания материалов, которые проводятся в настоящее время, проводятся на твердых материалах. Однако анализ методом конечных элементов, основанный на теориях механики твердого тела и прочности материалов, не применим к полым материалам или таким материалам, которым присущи градиенты. Именно такие испытания предусмотрены для будущих

В настоящее время аддитивное производство используется при серийном проектировании низкотемпературных компонентов [111] и оценивается его пригодность для высокотемпературных компонентов [109,112]. Остающиеся неопределенности для высокотемпературных компонентов, в частности, связаны с печатью материалов, содержащих γ'-фазы [113], которые традиционно считаются несвариваемыми. Кроме того, их склонность к растрескиванию хорошо известна и сильно зависит от геометрии и параметров обработки [114]. В последние годы внимание обратилось на то, что можно было бы назвать побочными эффектами аддитивного производства: более или менее явное влияние процесса аддитивного производства на свойства материала. Это, прежде всего , влияние направления печати. Для материалов на основе никеля свойства наилучшие, когда образцы печатаются «в плоскости», т. е. лежащие на пластине, тогда как для материалов на основе кобальта этого нельзя сказать однозначно. Во-вторых, шероховатость также влияет на свойства материала компонентов АД. Как показала работа Как видно из [115] и на рисунке 22, когда поверхность оставалась «как напечатана», из-за циклической нагрузки возникали множественные трещины, которые развивались вдоль границ зерен, что приводило к гораздо более быстрому росту трещин и более короткому сроку службы LCF, чем для полированные образцы. В последнем случае инициализация трещин была ограничена, и трещины сначала развивались внутри зерен, что приводило к значительному увеличению срока службы LCF. Последствия для компонентов АМ с внутренними функциями охлаждения должны быть очевидны.

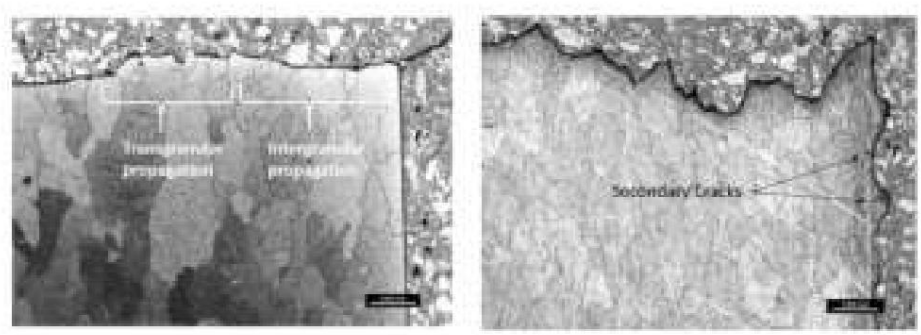


Рисунок 22. Распространение трещины через напечатанные и полированные образцы АМ [115].

Ряд материалов был исследован на предмет АМ. В целом наблюдается тенденция отхода от сплавов на основе кобальта (кобальт является важным компонентом литий-ионных аккумуляторов). Поэтому большинство материалов основано на никеле. Тем не менее, лопасти, использованные в Ref. [116] были изготовлены из MAR M-509, поскольку их использовали в прямом сравнении с литыми газомоторными двигателями, которые также изготавливались из этого материала. Другие исследовали IN939 [109], которое показало, что параметры материала деталей АМ резко отличаются от литых или изготовленных из IN738. Этот последний материал привлек некоторое внимание, но его использование все еще находится на экспериментальной стадии [117,118]. Основное внимание было уделено

Machine Translated by Google

твердо придерживается IN718 [113,114,119–122], хотя этот материал не обладает лучшими свойствами материала среди доступных никелевых сплавов (но демонстрирует очень медленное дисперсионное твердение).

Во всех этих исследованиях использовались порошки сплавов, которые по составу либо были идентичны сплавам, используемым при литье, либо незначительно модифицированы. В последнее время специально для AM разработаны совершенно новые сплавы , например ABD900® [123,124]. В исх. [124] был проведен анализ ползучести ABD900® , и результаты сравнили с литыми IN939 и IN738. Как можно видеть на Фигуре 23, в целом ABD900® показал превосходные значения, но было замечено влияние направления печати на результаты. Кроме того, материал имеет высокую пластичность – ок. 10 %, а деформация ползучести примерно на два порядка выше для поперечных образцов, чем для продольных. За такими материалами будущее АД для высокотемпературных применений, поскольку они обеспечивают гораздо лучшую свариваемость, что приводит к меньшему количеству дефектов материала и улучшению его свойств.

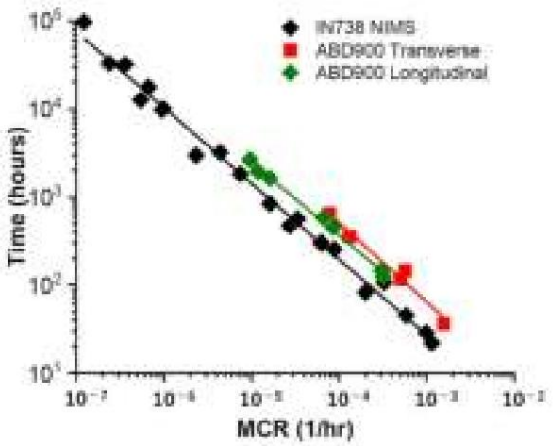


Рисунок 23. Сравнение сопротивления ползучести различных материалов, включая ABD900, при разных направлениях печати [124].

5.2. Импульсное охлаждение.

Производство присадок позволяет интенсифицировать существующие методы охлаждения. Основная часть внимания сосредоточена на охлаждении с двойными стенками, о чем речь пойдет в следующем разделе. Однако, как упоминалось ранее, «простое» ударное охлаждение в лопатке AM также может существенно повысить эффективность охлаждения и контролировать профиль температуры по высоте и хорде лопатки. Если полость соударения разделить на сегменты, пленочное охлаждение можно адаптировать к профилю давления основного потока. Это приведет к меньшим структурным напряжениям и деформациям (см. также следующий раздел), чем DWC со штыревыми ребрами.

Одной из многообещающих разработок является сочетание ударного охлаждения с турбулизаторами . Как заявил Реф. [125], придание шероховатости или придание формы целевой стенке, как правило, не меняет потери давления в системе удара. При использовании AM сопло и турбулизаторы можно расположить гораздо лучше и более последовательно друг относительно друга, чем при совмещении отлитой детали и вставки. Можно выделить два направления исследований: одно, в котором отверстия импинджментного охлаждения имеют примерно тот же размер, что и турбулизаторы, и другое, в котором стенка мишени имеет «микроструктуру», т. е. турбулизаторы значительно меньше, чем турбулизаторы. отверстия. Комбинация импинджмента с турбуляторами довольно подробно исследовалась, например, в работах [25]. [126–129]. Значение, указанное в Ref. По данным [126] увеличение среднего по площади числа Нуссельта за счет реберных особенностей составляет 15–2 Хороший обзор потенциала, предлагаемого этими инновациями, особенно с учетом аддитивного производства, дан в ссылке. [130]. Авторы рассматривают форму отверстия, турбулизаторы и поперечный поток.

Маленькие кубические турбулизаторы в работе [11]. [128] относятся к категории микроструктур. Показано , что хотя теплоотдача набегающей струи снижается (Nu: -6%), результирующий тепловой поток будет с лихвой компенсирован увеличением площади мишени (+48%). Авторы исх. [131] показали, что увеличение высоты кубических микроструктур может увеличить

Machine Translated by Google

число Нуссельта, но большая часть улучшений происходит за счет введения структур как таковых (особенно для более высоких чисел Рейнольдса). В некоторых публикациях Технологического института Вирджинии также рассматривались турбулизаторы такого типа [132,133]. Были исследованы три различные микроформы : цилиндрическая, кубическая и концентрическая (см. Рисунок 24). Последние имели превосходное улучшение теплопередачи на всех протестированных расстояниях до целевой пластины (расстояние z/d с наибольшим улучшением). В исх. [133] приведены некоторые корреляции.

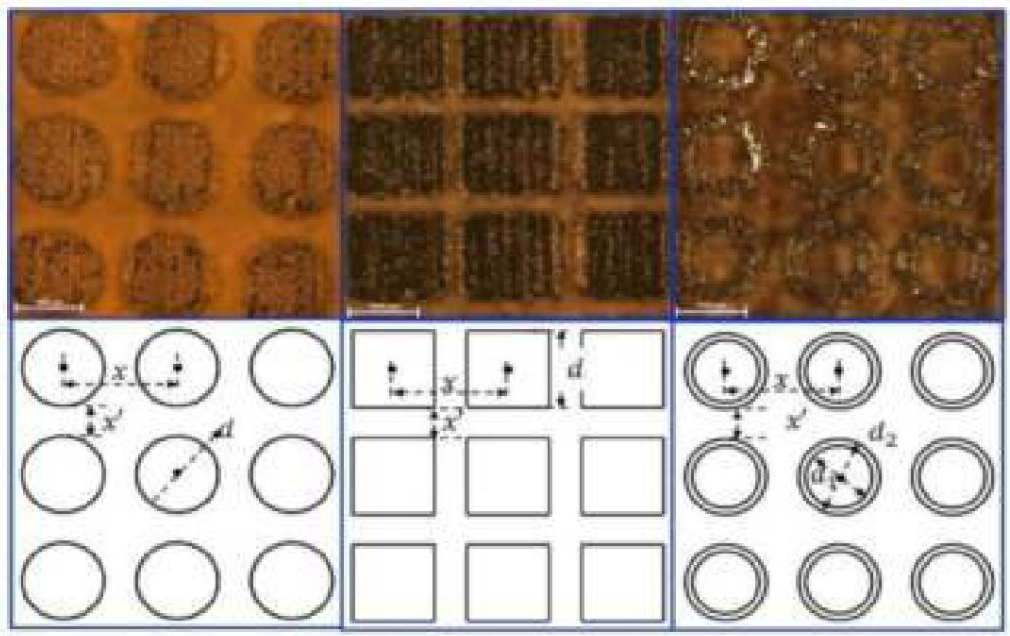


Рис. 24. Различные формы микрошероховатостей на мишенной пластине при импедансном охлаждении согласно работе [133].

Такеиси и др. В [134] обсуждаются экспериментальные исследования нескольких геометрических вариаций как круговых турбулизаторов, так и генераторов вихрей (см. рисунок 25). Турбулизаторы имеют наибольшее усиление теплопередачи, когда они находятся относительно близко к критической точке ударного охлаждения. Эффективность генераторов вихрей увеличивается с увеличением высоты, но исследование ограничивалось генераторами, находящимися в пределах или немного выше толщины пограничного слоя. Они показали очень хорошие результаты, что соответствует результатам работы. [135]. Более высокие ребра выходят в рециркуляционный поток, и поэтому эта зона практически полностью неэффективна. Радиально расположенные турбулизаторы использовались в работе [11]. [136] также . В исх. В [137] видоизменяется форма налетающих струй. Отверстия, имевшие V-образную форму, имели наибольший прирост теплоотдачи, но и достаточно высокие потери давления на теплоноситель. Аннерфельдт и др. [127] предполагают, что защита струи от встречного поперечного потока с помощью геометрических особенностей целевой пластины также может быть полезной. В исх. В [138] выбран другой подход и представлена ударная пластина Предложения от Refs. [136,138] были исследованы [136,138]. [139]. Комбинация ямочек с импинджментным охлаждением была предложена, в частности, в работе [12]. [140], но это не является предметом текущих исследований.

Machine Translated by Google

19 Рис. 24. Различные формы микрошероховатостей на мишенной пластине для импинсионного охлаждения согласно [133].

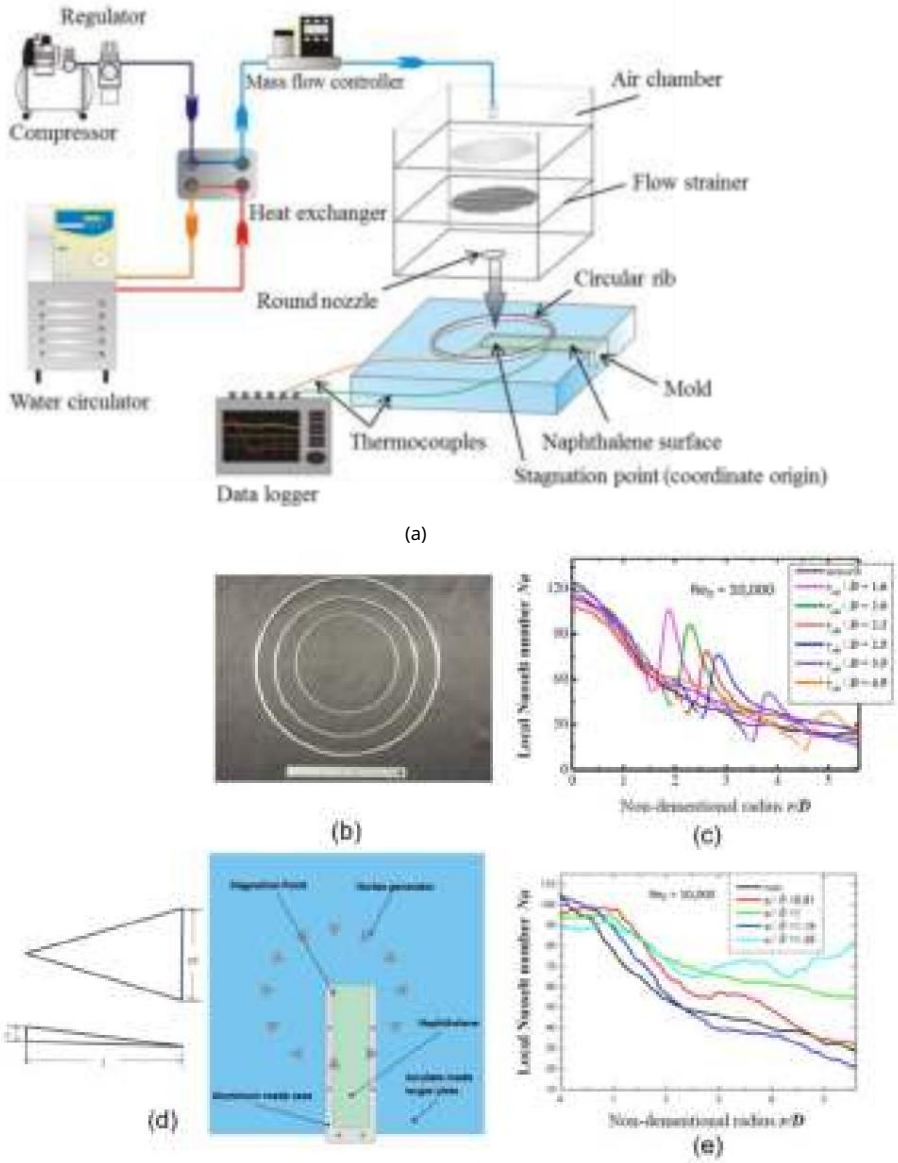


Рис. 25. Повышение теплоотдачи при импинджментном охлаждении с использованием круглых ребер и вихревых генераторов [134]: (а) Экспериментальная установка, (б) Круглые ребра, (в) Распределение Nu круглых ребер, (г) Вихревой генератор и схема расположения ВГ на мишенной пластине, (д) Распределение ВГ в Nu.

5.3. Внутреннее

охлаждение Внутренним каналам охлаждения уделяется значительное внимание, поскольку они составляют важную часть будущих конструкций лопаток. Это не обязательно означает, что змеевидные каналы останутся такими же доминирующими, как сегодня, потому что (как обсуждалось ранее) комбинированная лопатка с ударным и пленочным охлаждением будет иметь превосходный температурный профиль в направлении размаха. С одной стороны, они будут оставаться актуальными в краткосрочной и среднесрочной перспективе для небольших газовых турбин до тех пор, пока новые конструкции на основе аэродинамических профилей авиационных двигателей не будут применены в промышленных турбинах. С другой стороны, они могут быть интегрированы в более сложные конструкции. Фактически, можно утверждать, что они являются важной частью усовершенствованных конфигураций импинджментного/пленочного охлаждения.

Как указывает Ref. [141] существует большой потенциал для оптимизации не только компонентов тракта охлаждаемого горячего газа, но и теплообменников в целом. Авторы исх. [142] рассмотрели конструкции теплообменников различной сложности и пришли к выводу, что более сложные конструкции не обязательно приводят к лучшим характеристикам теплопередачи, т.е. передаче тепла на единицу потери давления. В некоторой степени это было подтверждено ст. [143]

Machine Translated by Google

авторы которого исследовали пустоту, заполненную «решетчатой структурой». Хотя целью было смоделировать геометрию охлаждения с двойными стенками, можно было бы представить и интеграцию такой структуры во внутренний канал охлаждения. Результаты показали, что более сложная структура действительно увеличила теплопередачу, но сделала это за счет значительно возросших потерь давления. Следовательно, более сложная конструкция имела более низкую эффективность теплопередачи, чем более простая или даже традиционная геометрия. В исх. [144,145] традиционный змеевидный охлаждающий канал был оптимизирован для АМ с использованием методов прогнозирования удаления отложений. В первой публикации турбулентный канал охлаждения был оптимизирован с точки зрения потери давления и теплопередачи, а работа Ref. [145] сосредоточились на U-образном изгибе. Более сложные V-образные ребра, подходящие для АМ, были исследованы в [146].

Отходя от теоретических рассуждений к более практическим, предлагается краткий обзор применения компонентов АД с внутренним охлаждением в газовых турбинах.
Хотя лопасти больше всего выиграли бы от конструкции АМ (лопасти уже хорошо охлаждаются ударным охлаждением), учитывая опасения по поводу свойств материалов деталей АМ, большая часть работы была проделана над стационарными компонентами [109,116,147–150]. В исх. [116] были испытаны газомоторные двигатели аддитивного производства. При печати очень тонкой вставки для импинджментного охлаждения возникли значительные трудности, что указывает на ограничения технологичности конструкции двустенного охлаждения, которые необходимо преодолеть. Результаты испытаний не показали заметной разницы между ними с точки зрения температуры поверхности. В исх. В работе [147] охлаждение головки душа на передней кромке было оптимизировано с учетом возможностей АМ. NGV, задуманный в Ref. В [148] основное внимание уделяется еще более инновационным разработкам, например, струйному охлаждению. Это больше приближает данную конструкцию к газовым турбинам с большой рамой. Кроме того, этот тип охлаждения не тестировался в реальной эксплуатации со всеми связанными с ним вибрациями и т. д. Поэтому этот многообещающий метод, скорее всего, будет реализован только в среднесрочной и долгосрочной перспективе. Авторы исх. [149,150] сосредоточились на сегменте корпуса напротив лопатки первой ступени. Они оценили это с точки зрения структурной динамики и продемонстрировали влияние включения волнистых микроканалов в конструкцию. Это снизило среднюю температуру материала по сравнению с базовой конструкцией более чем на 11%. Это указывает на практическую применимость технологии.

Авторы исх. [151] выполнили CFD и FE анализ конструкции неохлаждаемой лопатки АМ и показали целесообразность ее применения. В исх. В [152, 153] также исследовались конструкции охлаждаемых лопаток. В предыдущей публикации исследовались конфигурации с двойными стенками, матричное и реберное охлаждение для небольшой газовой турбины и было дано первое впечатление об их осуществимости. Для последней публикации также был задуман ряд конфигураций охлаждения: ударное, змеевидное и двухстенное охлаждение.
Они были протестированы в условиях отсутствия вращения, и охлаждение с двойными стенками оказалось лишь немного лучше, чем у обычных. Отклонения между прогнозом и тестом для охлаждения с двойной стенкой были значительными. Это показывает, что, во-первых, конструкции DWC не лучше по определению и нуждаются в оптимизации. Во-вторых, эта оптимизация на данный момент не может быть основана на стандартном CFD, поскольку он проверен и откалиброван для обычных случаев.

Сравнительно мало работ было проведено по аддитивному производству штифтовых ребер. Это может быть связано с тем, что размеры штыревых ребер, по крайней мере для малых газовых турбин, находятся в диапазоне, где их формой уже невозможно управлять: их диаметр составляет 1–1,5 мм, а толщина слоя АД составляет около . 0,6 мм. Одно исследование [154] показало, что потери на трение штифтовых ребер АМ намного превышают потери их литых эквивалентов.
Это увеличение является сильной функцией плотности массива штыревых плавников. Теплоотдача штифтовых ребер АМ также увеличилась, но не до такой степени, чтобы тепловая эффективность (теплопередача на единицу потери давления) приблизилась к литым. Другие авторы [116] не увидели заметной разницы в температуре в зоне со штыревыми ребрами в аддитивно изготовленных и литых газомоторных двигателях. Это также может быть связано с относительной редкостью используемой массива штифтов и плавников. Можно еще представить себе более продвинутые геометрии, которые имеют

Machine Translated by Google

более высокая теплопередача при меньших потерях давления, например, волнистая торцевая стенка с наклонными штифтовыми ребрами [155, 156] (см. рис. 26), которую нельзя отлить, но можно изготовить аддитивным способом.

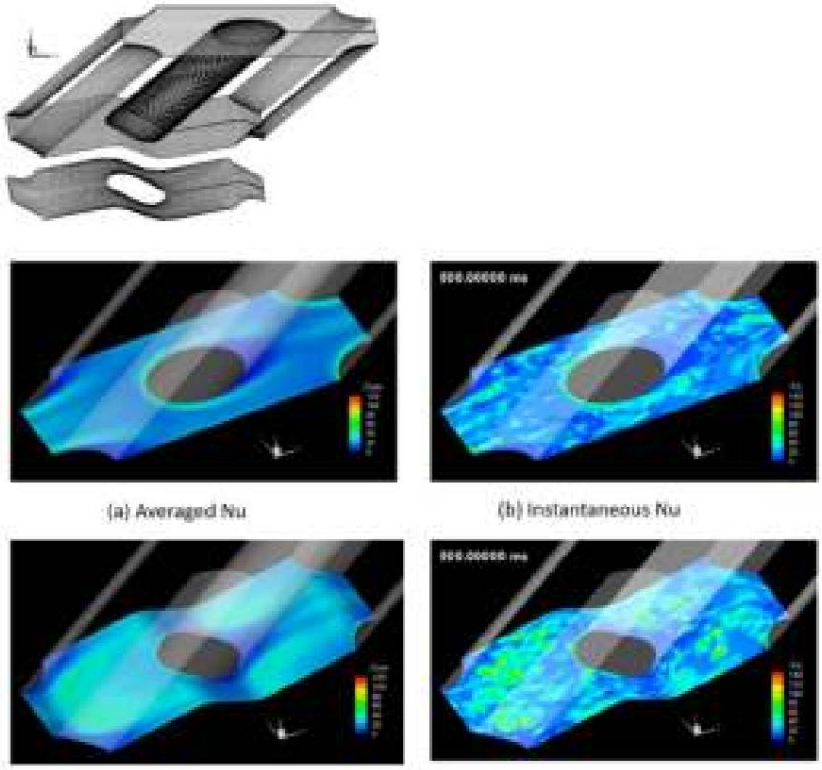


Рис. 26. Расчетная сетка и распределение чисел Нуссельта для штыревой решетки с волнистой торцевой стенкой [155].

В исх. В [157] проверяется гипотеза Таунсенда о том, что информация о шероховатости не передается за пределы пограничного слоя и, следовательно, течение в канале со стенками различной шероховатости можно моделировать с использованием существующих стратегий моделирования. Авторы нашли доказательства, подтверждающие эту гипотезу.

5.4. Пленочное

охлаждение. По мере увеличения тепловой нагрузки на профили турбин применяемые методы пленочного охлаждения были усовершенствованы, и были разработаны более эффективные конструкции пленочного охлаждения с меньшим количеством охлаждающего воздуха. Бункер резюмирует историческое развитие пленочного охлаждения на рисунке 27 (ссылки [104,105]), а текущая цель технологии пленочного охлаждения, применяемой в DWC, состоит в достижении общей эффективности охлаждения 0,75–0,8.

Есть основания полагать, что пленочное охлаждение станет еще более важным, чем сегодня, из-за более высоких значений TIT. Следовательно, будущие аэродинамические профили будут иметь обширное пленочное или эффузионное охлаждение, и это приведет к огромному снижению затрат, если отверстия можно будет печатать, а не обрабатывать на станке.

Эффузионное охлаждение можно, несколько упрощенно, определить как состоящее из очень плотного набора небольших отверстий пленочного охлаждения, из которых хладагент выбрасывается с очень низкой степенью обдува, т. е. M = 0,5 или меньше. Он использовался в основном в камерах сгорания, но его использование для аэродинамических профилей рассматривалось почти с тех пор, как существует само пленочное охлаждение. Растущая важность и низкие коэффициенты продувки требуют точной стратегии моделирования.

Machine Translated by Google

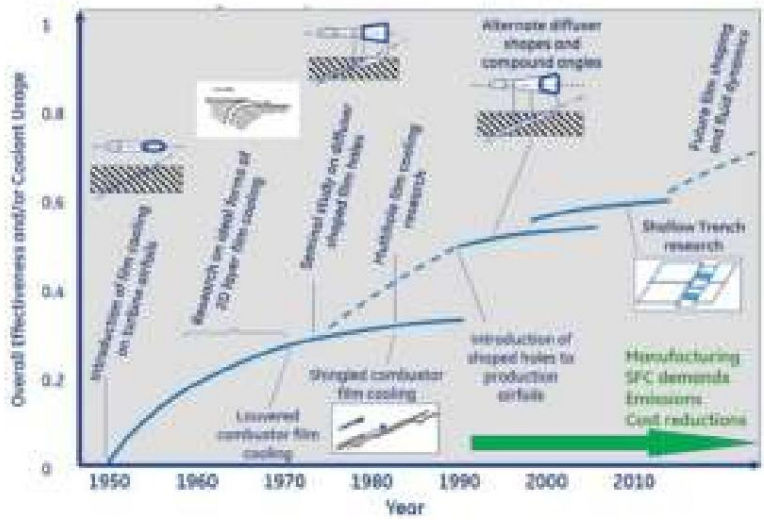


Рисунок 27. Историческое развитие пленочного охлаждения в газовых турбинах [104,105].

Нет ничего необычного в использовании принципа суперпозиции Селлерса для моделирования массивов пленочного и эффузионного охлаждения. У этого метода есть свои недостатки, но он достаточно хорошо работает на плоских пластинах с низкой степенью обдува. Его использование для аэродинамических профилей оспаривается, поскольку поток здесь демонстрирует трехмерные эффекты, которые простой подход не может отобразить. Был разработан ряд корреляций, но они обычно действительны только для той геометрии, на которой они были разработаны. Хотя CFD редко точно соответствует экспериментам, он гораздо лучше справляется с расчетом тепловой нагрузки на «случайной» поверхности, чем два упомянутых ранее подхода.

Из-за сложности создания сетки больших охлаждающих массивов и требуемого для этого вычислительного времени было разработано множество стратегий моделирования эффузионного охлаждения в качестве исходного термина. Обычно требуются исходные данные для массы, импульса, энергии и турбулентности. Их можно наносить либо непосредственно на стену, либо как объемные исходные члены в ячейках пограничного слоя. В одном обзоре [158] сообщается о лучшем прогнозировании как коэффициента теплопередачи, так и эффективности пленочного охлаждения для объемной модели.

Авторы исх. [159] предложили модель с исходными условиями, в которой приток и отток моделировались отдельно, и показали хорошие результаты для низких соотношений скоростей (т.е. прикрепленных струй) и низких скоростей поперечного потока. Распределение источников часто бывает равномерным, но [12]. [160,161] представили набор полуэмпирических корреляций для распределения исходных термов по объему с очень хорошими результатами. Были использованы и некоторые другие подходы, например, Ref. [162] обсуждали спектральную декомпозицию задачи, при которой количество моделируемых дырок уменьшается, аналогично БПФ. Их результаты были очень хорошими, и этот подход особенно подходит для очень большого количества лунок.

Сопряженное моделирование необходимо для отражения совместного эффекта пленочного и внутреннего охлаждения. В этом контексте необходимо подчеркнуть нестационарное сопряженное моделирование, новаторскую работу по которому провела лаборатория Осни в Оксфорде [163,164] .

Первый доказал возможность проведения нестационарных сопряженных расчетов на основе БПФ-разложения флуктуирующей температурной составляющей. Их теоретические соображения показывают, что сетка вблизи границы раздела жидкость/твердое тело должна быть намного плотнее со стороны твердого тела, чем для устойчивых расчетов. Их практические расчеты показали, что игнорирование пульсационной составляющей потока приводит к завышению оценки температуры твердого тела, т. е. к ее консервативности. Авторы исх. [165] подняли вопрос о том, что тепловой поток не является строго линейно зависимым от разницы между температурами жидкости и стенки, и предложили нелинейное (в основном квадратичное) приближение.

Более широкое использование сопряженных методов также вызвало некоторый ограниченный интерес к планированию экспериментов для проверки данных, уделяя особое внимание числу Био, соотношению внутреннего и внешнего ГТК и охлаждению канала ствола [165,166].

На шероховатые стенки отверстий охлаждения при использовании АМ уже отмечалось, но важен и вход в отверстия пленочного охлаждения. Последнее может быть не совсем четко определено.

Machine Translated by Google

при использовании АМ. Приток в охлаждающие отверстия и поток внутри самих отверстий необходимо правильно смоделировать на основе экспериментов CFD-класса. По самой своей природе течение в отверстии трудно визуализировать экспериментально. Небольшие экспериментальные и многочисленные численные данные показывают, что образуется отрывной пузырек, который определяет коэффициент расхода. Некоторые измерения были записаны, например, в работах. [167,168] с использованием МРТ и Ref. [169] с использованием PIV-измерения притока в скважине. Результаты работы [169] напрямую коррелировали с LES очень высокой точности и дали очень удовлетворительные результаты.

Хороший обзор современного состояния изготовления охлаждающих отверстий, в котором учитываются наиболее важные коммерчески доступные технологии, дан в работе. [170]. Все это имеет свои недостатки. Кроме того, следует иметь в виду, что изготовление отверстий для пленочного охлаждения в профиле DWC будет сложной задачей, поскольку независимо от метода изготовления (электроэрозионная обработка, лазерное сверление и т. д.) будет сложно избежать контакта между буровой инструмент и задняя стенка. Под этим понимается ударная стенка, штыревые ребра и перегородки. Поэтому аддитивное изготовление отверстий пленочного охлаждения кажется привлекательной альтернативой. Однако следует иметь в виду, что диаметр отверстий пленочного охлаждения находится того же порядка, что и толщина слоя в АМ, особенно для газовых турбин малой и средней мощности. Это создает свои проблемы, когда дело касается геометрической точности и шероховатости. Отверстия будут иметь тенденцию приближаться к определенной геометрии (например, к круглой), и, если принять во внимание эффект слоя, шероховатость поверхности будет порядка диаметра отверстия.

Одно направление исследований изучает влияние АМ на традиционные отверстия пленочного охлаждения [171,172]. В предыдущей публикации рассматривались отверстия номинальным диаметром от 1,26 до 2,45 мм. Отверстия охлаждения, изготовленные с помощью электроэрозионной обработки, имели значительно меньшую шероховатость, чем отверстия АМ, а небольшие аддитивно изготовленные отверстия, расположенные под углом к направлению сборки, были почти полностью заблокированы. Для отверстий , которые не были заблокированы, дополнительная шероховатость охлаждающего отверстия значительно способствовала общей эффективности охлаждения, поскольку передача тепла внутри охлаждающего отверстия увеличивалась.

Исследование было распространено на множество различных форм отверстий [172], где была подтверждена восприимчивость к отклонениям между проектным замыслом и достигнутой геометрией, а также влияние шероховатости на общие результаты.

Другая тема рассматривает возможную закупорку более мелких отверстий [173–175]. В первой публикации на основе статистики исследовалось влияние закупорки небольших (0,4 мм) отверстий охлаждения . В исх. [174] был протестирован ряд различных конфигураций охлаждающих отверстий . В исключительных случаях авторы не только проверяли тепловые характеристики, но и исследовали прочность перфорированных структур на растяжение. Возможно, неудивительно, что конструкции с наибольшим шагом между отверстиями показали наибольшую прочность. Термическое исследование было расширено на ряд геометрий и исследовано экспериментально в работе [10]. [176]. Что касается больших отверстий, то площадь внутренней поверхности в значительной степени способствовала общей эффективности охлаждения. Особенно хороши были конструкции АМ, которые полностью отказались от классической конструкции отверстий и напоминали упакованные сферы, проволочную сетку или кровеносные сосуды . Таким образом, в то время как большая часть предыдущих исследований указывала на ограничения, которые необходимо преодолеть, и влияние на существующие конструкции охлаждения, последнее исследование указывает путь к действительно новому образу мышления.

Охлаждение с двойными стенками подразумевает использование пленочного охлаждения, также можно применять обычное пленочное охлаждение. Одним из возможных улучшений является вихревое пленочное охлаждение [176]. Вихрь можно создать с помощью наклонного напорного сопла, генератора вихрей и т. д.; если в конструкции с двойными стенками на каждое отверстие пленочного охлаждения приходится одна полость, «правильный» завихритель становится проще.

При таком завихрении эффективность пленочного охлаждения имеет максимальное значение при низком M. При таком сочетании коэффициент обдува можно снизить с M = 1,0. . . 2,0 до всего лишь M = 0,5.

5.5. Отклонения, допуски и шероховатость

Из предыдущих обсуждений должно быть ясно, что одной из наиболее важных проблем, которые необходимо решить с точки зрения охлаждения, являются отклонения от номинальных размеров элементов охлаждения. В исследовательской среде чаще, чем

Machine Translated by Google

нет, исследуются идеальные геометрии в увеличенном масштабе. В реальном производстве двигателей играют роль допуски, и их следует учитывать. Теплопередача и температура стенок приведены в работе. [177]. Эти допуски возникают в результате производственного процесса (точное литье), с одной стороны, и последующей механической обработки, с другой стороны. Как сам стержень, так и его расположение относительно гипса имеют некоторую вариативность. Кроме того, для обработки необработанные детали приходится фиксировать, что также приводит к отклонениям. Ситуация усугубляется иногда непрозрачной взаимосвязью между различными параметрами, определяющими отклонения, и тем фактом, что они могут иметь негауссово распределение. Следовательно, их необходимо оценить количественно [178,179]. Большую часть этого можно устранить при использовании АМ, поскольку требуется гораздо меньше шагов. С точки зрения охлаждения толщину слоя АМ необходимо уменьшить, чтобы обеспечить более мелкие детали и уменьшить шероховатость в целом. Однако шероховатость различна на разных поверхностях в зависимости от угла их наклона к направлению построения. Его также следует уменьшить, поскольку этот угол не всегда можно контролировать, и его сложно учесть в процессе проектирования. Как мы видели, это также влияет на прочность компонента.

Некоторые авторы [180] исследовали факторы, имеющие отношение к АМ, такие как разные модели, изготовленные на разных машинах, в разных положениях на рабочей пластине, с разной толщиной слоя и под разными углами к пластине. Все эти параметры влияют, как и толщина стенки (если она меньше 0,6 мм, эффект заметен; см. также [116]). Подводя итог, можно сказать, что место сборки оказывает заметное влияние на шероховатость; Толщина слоя, с другой стороны, влияет только на поверхности, где возникает отчетливый эффект «ступенчатости». К счастью, машины не оказывают большого влия

Проблемы с шероховатостью внутренней поверхности привели к появлению большого количества как экспериментальных, так и численных публикаций по этому вопросу. Первые находятся в центре внимания исследователей из Университета штата Пенсильвания, хотя вклад и других вносят все больше [181–188]. Стимпсон и др. [187] подчеркивают повышенную шероховатость поверхности деталей АМ. В исх. В [188] показано, что любые нависающие элементы, такие как турбулизаторы, неизбежно отклоняются от номинальной геометрии из-за ограничений, присущих АМ.

Классификация и численное моделирование шероховатости — чрезвычайно сложная задача с давней традицией [189]. Это исследование составляет основу для исследований в сочетании с АМ. Многого удалось добиться благодаря исх. [181,190], которые применили модель шероховатости Опуа как к потерям давления [191], так и к теплопередаче [192], как показано на рисунке 28, и подтвердили свои результаты с помощью значительного количества данных из группы штата Пенсильвания. Другие, например, применили к этим геометриям модель шероховатости с распределенными элементами [193] и получили приемлемые результаты. В обозримом будущем это приведет к созданию численных моделей, учитывающих особенности поверхностей АМ. Это также станет основой для детальных моделей СНТ, которые учитывают повышенную теплопередачу на поверхностях АМ .

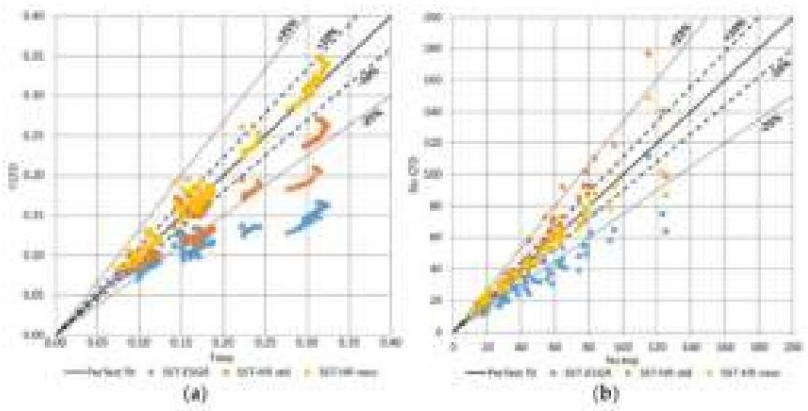


Рисунок 28. Контрольный показатель прогнозируемого коэффициента трения и числа Нуссельта [181]: (а) Корреляция рассчитанных и измеренных коэффициентов трения; (б) Числа Нуссельта в экспериментах и CFD.

Machine Translated by Google

6. Охлаждение с двойными

стенками. Инновационные циклы, а также циклы с более высоким TIT нуждаются в аэродинамических профилях, адаптированных к изменившимся граничным условиям. Современное состояние охлаждаемых лопаток кратко изложено в работе. [194]. Он состоит из змеевидного охлаждения в передней кромке и средней хорде, а также штифтового плавника в задней кромке. Это сочетается с пленочным охлаждением.

Количество публикаций в открытом доступе, посвященных инновационным технологиям охлаждения, реализуемым с помощью аддитивного производства, постоянно растет. Большинство из них связаны с охлаждением с двойными стенками. Эта концепция не нова как таковая; он создает пустоту между внутренней и внешней стеной (путь горячего газа), что означает, что может применяться комбинация ударного, штыревого и пленочного охлаждения. Подобные концепции применялись в 1970-х годах, например, с Lamilloy® [94]. Одним из первых наборов статей, в которых обсуждались потенциальные новые конструкции, адаптированные к новым граничным условиям тракта горячего газа, были работы. [195,196], где авторы уже обсуждали преимущества охлаждения с двойными стенками по сравнению с классическим змеевиковым охлаждением; температура стенки снизилась до 100 K.

Одна группа, которая на раннем этапе исследовала предшественники охлаждения с двойными стенками, базировалась в Университете Лидса. Экспериментальное исследование, описанное в [12]. [197] сосредоточились на оптимальном количестве отверстий для охлаждения соударением для заданного количества отверстий для охлаждения вытеканием. Это было обнаружено, когда количество отверстий для обоих методов охлаждения было одинаковым , и между отверстиями для соударяющего и эффузионного охлаждения было расстояние ровно в полшага как в продольном, так и в поперечном направлении . В другом превосходном экспериментальном исследовании Ref. [198] та же группа варьировала количество и размер отверстий для охлаждения эффузия. Пока струи, охлаждающие эффузию, были прикреплены к поверхности (M < 0,5), количество отверстий имело ограниченный эффект. После того, как произошел отрыв, важность ударного охлаждения значительно возросла. Эта концепция также исследовалась в Университете Ёнсей. Схема отверстий импедансного и эффузионного охлаждения была оптимизирована как экспериментально , так и численно в работе [12]. [199], а влияние перетока было количественно оценено в работе [199]. [200]. Авторы отметили, что эффект соударения значительно снижается, когда коэффициент поперечного потока превышает 0,5, но это также характерно и для нормального соударения с охлаждением и обычно не должно происходить в конфигурациях с комбинированным с
Эта же группа предложила ввести ребра в пространство между пластинами соударительного и эффузионного охлаждения для увеличения теплопередачи [201]. Кроме того, они изучили влияние вращения на поток в зазоре между двумя пластинами [202], что, конечно, очень важно для применения DWC к лопастям. Исследования такого рода привели к появлению ряда патентов [203–206] еще до того, как возможности AM получили широкое признание.

Концепция двойных стенок получила большее распространение с появлением AM, поскольку теперь такую геометрию можно изготовить гораздо проще. В настоящее время значительный объем работ проводится в Оксфордском университете [207–211]. Как показано в ссылке. [209] моделирование охлаждения эффузией с помощью методологии суперпозиции Селлерса является сложной задачей , хотя и обеспечивает быстрое (хотя и не совсем точное) решение. Это становится актуальным при моделировании охлаждения с двойными стенками [210]. В этой последней статье авторы исследовали несколько геометрических форм и предложили различную схему охлаждения с двойными стенками, которая адаптирована к местным аэродинамическим и термическим граничным условиям в основном потоке.

Здесь следует подчеркнуть, что эксперименты проводились при релевантных для двигателя числах Рейнольдса, однако испытуемые образцы масштабировались в 10 раз. При оптимизации взаимодействия струй охлаждения эффузией расстояния по потоку и размаху должны варьироваться независимо от другой для достижения наилучшего решения [208]. Моделирование этих сложных геометрических форм с помощью CFD или даже CHT по-прежнему слишком затратно в вычислительном отношении. Поэтому группа также предоставила (экспериментально подтвердила) упрощенные модели геометрии охлаждения с двойными стенками [207,211].

Для тех промышленных газовых турбин, в которых используется система, охлаждающая охлаждающий воздух с использованием воды нижнего цикла, может оказаться затруднительным поднять температуру охлаждающего воздуха в достаточной степени для достижения оптимальной термодинамической эффективности и эффективности охлаждения при таком сочетании ударного охлаждения. и пленочное охлаждение. В таких случаях охлажде

Machine Translated by Google

Механизм необходим для повышения температуры до соответствующего уровня за счет использования охлаждающей жидкости для снижения температуры внутренней поверхности лопатки перед ударным охлаждением. Такую охлаждающую конструкцию, которая также служит каналом подачи нагнетаемого воздуха, можно назвать системой охлаждения с тройными стенками. Кроме того, необходимо спроектировать оптимальную конструкцию, удовлетворяющую усталостной долговечности, посредством сопряженного анализа поверхности лопатки, полости, включая ударное сопло, а также внутреннего охлаждения и конструкции ребер посредством стационарного и переходного термического анализа.

Усилия группы из Университета Йонсей, упомянутые выше, продолжались с упором на аддитивно изготовленную геометрию [212,213]. Испытания и моделирование проводились на увеличенных секциях, в которых отверстие для ударного охлаждения одновременно функционирует как штифтовое ребро в многослойной системе. Поскольку система состоит из трех пластин и двух пустот, расстояние между этими пластинами является параметром, который можно изменять. Наивысшие показатели теплопередачи наблюдались в системе, где пустоты на «холодной стороне» были небольшими, а пустоты на «горячей стороне» были большими [212] (см. Рисунок 29).

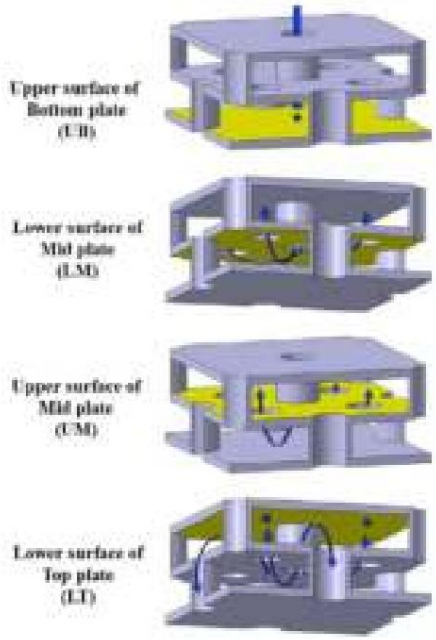


Рисунок 29. Конфигурация охлаждения с двойными стенками, предложенная Ref. [213].

Ранним примером анализа эффузионной стенки методом КЭ является ссылка. [214]. Характеристики ползучести моделируемого образца с двойной стенкой были исследованы в работе [11]. [215]. Они пришли к выводу, что ударное отверстие и распределение штыревых ребер более важны для характеристик ползучести, чем отверстия для охлаждения эффузией. Эльмукашфи и др. [216], с другой стороны , исследовали всю систему с использованием элементарных ячеек (подход, используемый также для эффузионного охлаждения, см. [217]) и показали, что область максимальной нагрузки меняется в зависимости от относительной прочности различных компоненты всей системы, т.е. соударение, штифтовое ребро и охлаждение выпотом. Ряд других публикаций (ссылки [218–222]) также посвящены всей системе двойных стенок, примененной к лопатке. Это было показано в работе. В работе [218] показано , что в системе с двойными стенками существует значительный температурный градиент, который вызывает термическое напряжение. Малоцикловая усталость лопатки с двойным охлаждением вызвана термическими и центробежными напряжениями вокруг отверстий охлаждения из-за фактора концентрации напряжений, который здесь работает. Те же авторы обсуждали оптимизацию результирующих напряжений в работе [2]. [219] и рекомендовали достаточно плотно расположить штыревые ребра. Если толщины внешней стенки увеличиваются, то напряжения здесь уменьшаются, а во внутренней стенке возрастают. В исх. В [220] оценивалось влияние угла охлаждающего отверстия (поскольку менее острый угол к внешней поверхности выгоден). В последних статьях серии (ссылки [221, 222]) авторы рассмотрели выпуклую и вогнутую кривизну (см. рис. 30) и ввели зависи

Machine Translated by Google

термоэластичные свойства. Они отмечают, что сжимающие напряжения на штифтовых ребрах у горячей стенки могут стать чрезвычайно большими, и поэтому требуется минимальный диаметр штифтовых ребер. В заключение авторы предлагают переменное соотношение толщин внутренней и наружной стенок по хорде лопатки.

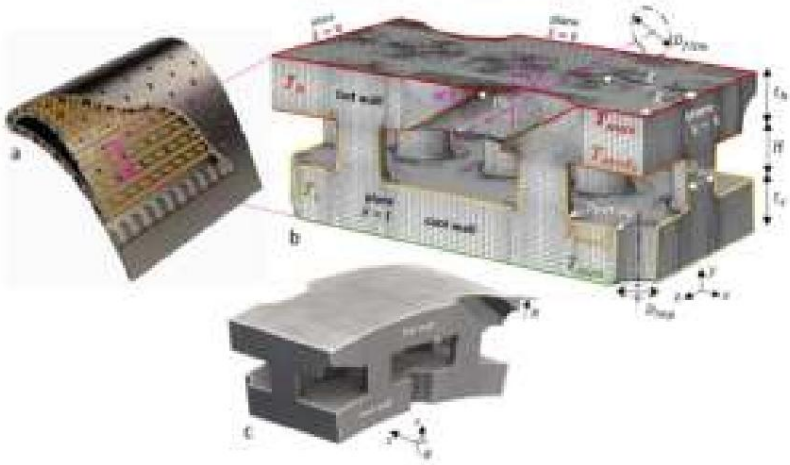


Рисунок 30. Область, рассматриваемая для анализа КЭ в работе. [221]: (a) Типичная система транспирационного охлаждения с двойными стенками (DWTC) для лопатки газовой турбины; (б) Повторяющаяся элементарная ячейка для плоской системы DWTC; (c) Вид сзади на изогнутую версию элементарной ячейки на (b).

Как для FEA, так и для точного расчета температур теплоносителя и эффективности охлаждения DWC потребуются сопряженные анализы на компонентах в натуральную величину с правильным структурированием поверхности.

Другая работа посвящена столкновению в узких каналах [223]. Здесь показано, что оптимальная конфигурация зависит, например, от диаметра струи и расстояния между ними, причем меньшие диаметры имеют меньшее оптимальное соотношение D/H. Кроме того, как было замечено ранее, численная оптимизация не всегда позволяет предсказать наилучшую конфигурацию на практике, даже для этих относительно простых геометрических форм. Аддитивное изготовление таких микроканалов позволяет создать угловое соединение между отдельными каналами, что исследуется в [12]. [224] и показано на рисунке 31. Авторы показывают, что это значительно увеличивает теплообмен.

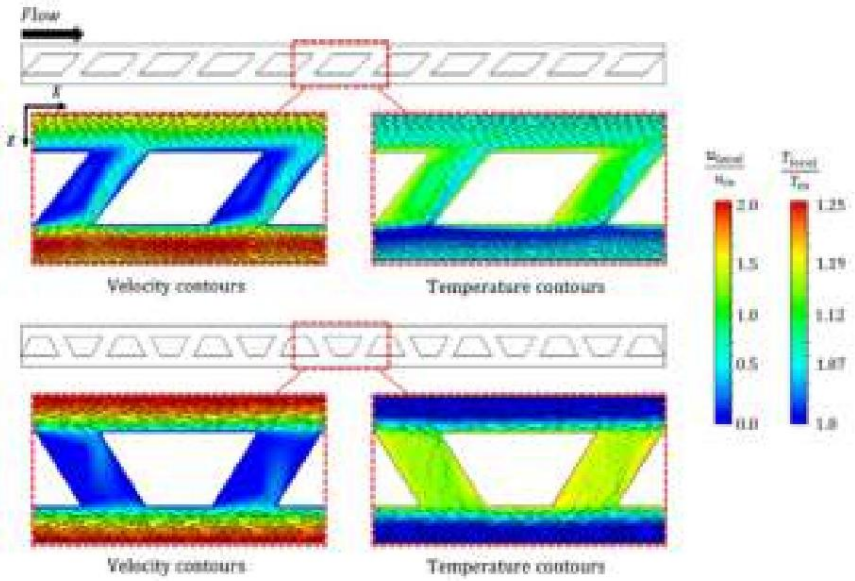


Рис. 31. Численно полученные графики контуров скорости и температуры по высоте среднего сечения канала в угловом соединении микроканалов [224].

Machine Translated by Google

Ввиду сильной кривизны стенок передняя кромка заслуживает отдельного обсуждения [131]. Авторы исх. [225] отметили, что штыревые ребра мало влияют на передачу тепла на самой сильно изогнутой стенке мишени, но передача тепла к штырям зависела от их положения и размера. Они предполагают, что структуру Lamilloy® необходимо оптимизировать для конкретного случая. Впрыск охлаждающей жидкости в 90-градусное сечение цилиндра, представляющего переднюю кромку, исследовался в [12]. [226]. Угол впрыска оказал заметное влияние на теплообмен.

7. Выводы

В статье обсуждаются конфигурации аэродинамических профилей промышленных газовых турбин, используемых в углеродно-нейтральную эпоху. Во-первых, рассматривается эволюция методов охлаждения промышленных газовых турбин, которые стали играть важную роль в обществе в качестве оборудования для преобразования энергии . Также был исследован статус исследований охлаждаемых аэродинамических профилей, литых охлаждаемых лопаток, пластинчатых и диффузионно- сварных лопаток, которые не были коммерциализированы, но обладают высокими эксплуатационными характеристиками и надежностью. Исследования новых циклов на основе газовых турбин, таких как использование безуглеродного топлива (водорода или аммиака), экологически чистое использование ископаемого топлива (включая уголь) в цикле газовой турбины, метод, который не генерирует NOx при сгорании. происходит при высоких температурах, и обсуждался новый газотурбинный цикл с легкой CCS. Рассмотрены исследовательские и демонстрационные испытания новых циклов с использованием газовых турбин. В результате были определены промышленные газовые турбины и конфигурации охлаждения аэродинамических профилей, подходящие для эпохи углеродно-нейтральных технологий .

Промышленные газовые турбины будут становиться все более важными в качестве источника выработки электроэнергии для стабилизации колебаний. По этой причине газовые турбины должны выдерживать быстрый пуск и колебания нагрузки и сохранять высокую производительность даже при частичной нагрузке. Необходимость использования безуглеродного топлива или CCS приведет к увеличению удельной стоимости производства электроэнергии. Для решения этого вопроса потребуется разработать высокопроизводительные газовые турбины с ТИТ от 1900 до 2000 C и степенью давления 30 для крупных промышленных ГТУ и от 1500 до 1600 C для газовых турбин средней мощности. Кислородно-топливный цикл, включающий водород в качестве топлива, может быть полезен в качестве меры противодействия образованию NOx при сжигании водорода , а также в качестве безуглеродной системы производства электроэнергии из ископаемого топлива, включая уголь.

При сжигании водорода или аммиака промышленные газовые турбины малого и среднего размера могут использоваться для быстрой и гибкой работы как в ТЭЦ, так и (возможно, в большей степени, чем сейчас) в качестве SCGT. Внедрение AM снизит производственные затраты и одновременно повысит эффективность охлаждения, обеспечивая более высокие градиенты нагрузки, чем в настоящее время считается приемлемым.

Предпочтительной конструкцией охлаждения, которая будет использоваться в описанных выше будущих промышленных газовых турбинах, является охлаждение с двойными стенками. Были предложены различные конструкции охлаждения DWC и исследованы их характеристики теплопередачи. Среди них лучшей считается конструкция, сочетающая ударное охлаждение с пленочным или эффузионным охлаждением . AM считается лучшим решением для изготовления охлаждающих конструкций DWC. Как было отмечено, необходимо решить три основных вопроса: наличие соответствующих материалов и определение их высокотемпературных свойств, управление процессом АД как таковым (толщина слоя, шероховатость поверхности) и стоимость. Чтобы реализовать лопатки DWC, изготовленные AM, необходимо провести исследования, включая сопряженный анализ структуры охлаждения и оценку срока службы посредством анализа термической структуры в установившемся и переходном режимах .

Вклад авторов: Концептуализация, KT; письменное – подготовка оригинального черновика, KT и PK; написание – рецензирование и редактирование, KT и PK. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Machine Translated by Google

Номенклатура и сокращения

Д	Диаметр отверстия для ударного охлаждения
д	диаметр отверстия пленочного охлаждения
М	Коэффициент обдува отверстия пленочного охлаждения: ρcuc/ρ u
Ню	Число Нуссельта
Ре	Число Рейнольдса
ты	скорость
х	горизонтальная (в плоскости) ось/направление плоской пластины
й	горизонтальная (в плоскости) ось/направление плоской пластины
я	вертикальная (вне плоскости) ось/направление плоской пластины
δ	толщина пограничного слоя
ρ	плотность
Индексы	
с	охлаждающая жидкость
ж	фильм
	почтовый поток
Сокращения	
АББ	Аси Браун Бовери
АХАТ	турбина влажного воздуха
ЯВЛЯЮСЬ	аддитивное производство
БТР	объявлено о залоге
АТС	передовые турбинные системы
Би-би-си	Браун, Бовери и компания
СС	обычное литье
СС	комбинированный цикл
ПГУ	газовая турбина комбинированного цикла
CFD	вычислительная гидродинамика
ТЭЦ	комбинированное тепло и электроэнергия
CCS	улавливание и хранение углерода
CCUS	использование и хранение улавливания углерода
КС	Конференция Сторон
МО	департамент энергетики
ДС	словарь укрепился
ДВК	двухстенное охлаждение
ДВТК	транспирационное охлаждение с двойной стенкой
электроэрозионная обработка	электроэрозионная обработка
ЭПРИ	Электроэнергетический научно-исследовательский институт
ЭРДА	Управление энергетических исследований и разработок
ИП	Конечный элемент
ВЭД	анализ методом конечных элементов
БПФ	Быстрое преобразование Фурье
GE	Дженерал Электрик Корпорейшн
парниковые газы	выбросы парниковых газов
ГТ	газовая турбина
ГТВ	мир газовых турбин
ШЛЯПА	турбина влажного воздуха
ВХВ	высокая теплотворная способность
ПГРТ	парогенератор с рекуперацией тепла
ХТТТ	Технология высокотемпературных турбин
МЭА	Международное энергетическое агентство
ИГКС	комплексный комбинированный цикл газификации
LCF	низкая циклическая усталость
СПГ	сжиженный природный газ
ЛХВ	низкая теплотворная способность
ОМС	Мицубиси Хэви Индастриз, Лтд.
МРТ	магнитно-резонансная томография

Machine Translated by Google

НДЦ	определяемый на национальном уровне вклад
ПГВ	направляющий аппарат сопла
ОЕМ	производство оригинального оборудования
ОФК	кислородно-топливный цикл
ПИВ	измерение скорости изображения частиц
ПХР	соотношение мощности и тепла
ПВ	Пратт и Уитни
СКГТ	газовая турбина парового охлаждения
УУЗР	селективное лазерное плавление
СТИГ	паровая газовая турбина
подлежит уточнению	термобарьерное покрытие
ТИТ	температура на входе в турбину
UCTS	унифицированные кристаллические датчики температуры
ВГ	генератор вихрей
WH	Вестингауз Электрическая Компания

Ссылки

1. Действия Организации Объединенных Наций по борьбе с изменением климата. Парижское соглашение. Доступно онлайн: https://www.un.org/en/climatechange/paris-соглашение (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
2. Изменение климата ООН. Портал долгосрочных стратегий. Доступно онлайн: https://unfccc.int/process/the-paris-agreement/. долгосрочные стратегии (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
3. Правительство Японии. Долгосрочная стратегия в рамках Парижского соглашения. 2021 г. Доступно онлайн: https://unfccc.int/sites/. по умолчанию/файлы/ресурс/Japan_LTS2021.pdf (по состоянию на 9 октября 2022 г.).
4. Регламент (ЕС) 2021/1119 Европейского парламента и Совета от 30 июня 2021 г., устанавливающий основу для Достижение климатической нейтральности и внесение изменений в Постановления (ЕС) № 401/2009 и (ЕС) 2018/1999 («Европейский климатический закон»). Доступно онлайн: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32021R1119. (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
5. Европейская зеленая сделка. Стремление стать первым климатически нейтральным континентом. 2019. Доступно онлайн: https://commission.europa. eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
6. Дорожная карта Климатического банка Группы ЕИБ на 2021–2025 годы. 2020. Доступно онлайн: https://www.eib.org/en/publications/the-eib-group-climate-bank-roadmap . (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
7. Установки GE 7 HA и 9 HA имеют эффективность CC более 61%. Доступно онлайн: https://www.mcilvainecompany.com. (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
8. Такамура, К.; Иидзима, Т.; Вакадзоно, С.; Хада, С.; Юрий, М.; Катаока, М. Разработка нового поколения JAC класса 1650 C Газовая турбина на основе опыта J. Mitsubishi Heavy Ind. Tech. 2019 г. , 56, 1–9. Доступно онлайн: https://www.mhi.co.jp/ технология/обзор/pdf/e563/e563020.pdf (по состоянию на 11 октября 2022 г.).
9. АСМЭ. Первая в мире промышленная газовая турбина, установленная в Невшателе (1939 г.), международном историческом памятнике машиностроения , 2 сентября 1988 г., Невшатель, Швейцария. Доступно онлайн: https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/. aboutasme/who%20we%20are/engineering%20history/landmarks/135-neuchatel-gas-turbine.pdf (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
10. Веттштайн, Х.Э. 80 лет открытию разработки GT в Бадене. В материалах ASME Turbo Expo 2019, Финикс, Аризона, США, 17–21. июнь 2019 г.; Бумага № GT2019-90177. [Перекрестная ссылка]
11. Мехер-Хомджи, СВ Разработка турбореактивного двигателя Whittle. ASME J. Инженер. Газовые турбины 1998, 120, 249–256. [Перекрестная ссылка]
12. Мехер-Хомджи, СВ; Призелл, Э. Новаторские разработки турбореактивных двигателей доктора Ханса фон Охайна — от HeS 1 до HeS 011. J. Eng. Газовые турбины Энергия 2000, 122, 191–201. [Перекрестная ссылка]
13. Хорлок Дж. Усовершенствованные газотурбинные циклы; Elsevier Science Ltd.: Оксфорд, Великобритания, 2003 г., ISBN 0-08-044273-0.
14. Хорлок Дж. Электростанции комбинированного типа, включая парогазовые установки (ПГУ); Pergamon Press: Оксфорд, Великобритания, 1992 г., ISBN 0-08-040502-9.
15. Хорлок Дж. Комбинированные электростанции – прошлое, настоящее и будущее. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 1995, 117, 608–616. [Перекрестная ссылка]
16. Ямакава А.; Араки, Р.; Сайто И. Проектирование и строительство парогазовой установки комбинированного цикла для компании Higashi Niigata Thermal Электростанция № 3. В материалах Токийского международного конгресса по газовым турбинам 1983 г., Токио, Япония, 23–29 октября 1983 г.; Статья № IGTC-107.
17. Судо, Ю.; Сато, М.; Кобаяши, Ю. Строительство и эксплуатация парогазовой установки комбинированного цикла для компании Higashi Niigata Thermal Электростанция № 3. В материалах Международной конференции и выставки газовых турбин ASME 1986 г., Дюссельдорф, Германия, 8–12 июня 1986 г.; Бумага № 86-ГТ-236. [Перекрестная ссылка]
18. Гюлен, С.К. Этюд о газотурбинной электростанции с комбинированным циклом — следующие 20 лет. Дж. Инж. Газовые турбины Мощность 2015, 138, 051701. [Перекрестная ссылка]
19. Бергек А.; Скажи, Ф.; Берггрен, К.; Уотсон Дж. Технологические возможности и поздние встряски: промышленная динамика в странах с развитой экономикой газотурбинная промышленность, 1987–2002 гг. Индийская корпорация Чанг. 2008, 17, 335–392. [Перекрестная ссылка]
20. Ольховский Г.Г.; Радин Ю.А.; Мельников, В.А.; Туз, Невада; Мироненко А.В. Произведены тепловые испытания газотурбинной установки 9ФБ компанией Дженерал Электрик. Терм. англ. 2013, 60, 607–612. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

21. Райс, И. Комбинированный цикл газовой турбины/паровой турбины промежуточного нагрева: Часть IA. Критический анализ комбинированного газового промежуточного нагрева. Цикл турбины/паровой турбины. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 1980, 102, 35–41. [Перекрестная ссылка]
22. Райс, I. Комбинированный цикл газовой турбины/паровой турбины с промежуточным нагревом: Часть II. Газовый генератор LM 5000, применяемый в комбинированном цикле. Цикл перегрева газовой турбины/паровой турбины. Дж. Инж. Газовые турбины 1980, 102, 42–49. [Перекрестная ссылка]
23. Райс И. Газовая турбина промперегрева с паровым охлаждением лопаток – средство повышения давления промперегрева, производительности и комбинированного цикла. Эффективность. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 1982, 104, 9–22. [Перекрестная ссылка]
24. Бриш, М.; Баннистер, Р.; Дьякунчак И.; Хубер, Д. Комбинированный цикл, предназначенный для достижения эффективности более 60 процентов. Дж. англ. Газовые турбины 1995, 117, 734–741. [Перекрестная ссылка]
25. Причард, Дж. Х. Обновление технологии SystemTM. В материалах ASME Turbo Expo, Атланта, Джорджия, США, 16–19 июня 2003 г.; Статья № GT2003-38711. [Перекрестная ссылка]
26. Саутхолл, Л.; Маккуигган, Г. Новая турбина внутреннего сгорания класса 501G мощностью 200 МВт. Дж. Инж. Газовые турбины 1996, 118, 572–577. [Перекрестная ссылка]
27. Хорлок Дж.; Уотсон, Д.; Джонс, Т. Ограничения на производительность газовой турбины, налагаемые большими потоками охлаждения турбины. Дж. Инж. Газ Мощность турбин 2001, 123, 487–494. [Перекрестная ссылка]
28. Такеиси, К.; Комияма, М.; Ода, Ю.; Мори, С.; Китамура Т. Исследование тепловых полей и полей течения в профилированных отверстиях пленочного охлаждения. Теплопередача. Рез. 2011, 42, 83–100. [Перекрестная ссылка]
29. Вандерворт, К. Достижения в области газовых турбин класса H и электростанций комбинированного цикла. В материалах ASME Turbo Expo, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.; Номер бумаги: GT2018-76911. [Перекрестная ссылка]
30. Гюлен С. Газотурбинные электростанции комбинированного цикла; CRC Press: Бока-Ратон, Флорида, США, 2019 г., ISBN 9780429244360. [CrossRef]
31. Такеиси, К. Эволюция лопаток и лопаток турбинного охлаждения, применяемых в крупных промышленных газовых турбинах, и ее тенденция к углеродной нейтральности. Энергии 2022, 15, 8935. [CrossRef]
32. Оцуки, Ю. Развитие, история и современное состояние газовых турбин Кавасаки. В избранных темах турбомашиностроения и реактивного движения; Бон, Д., Ред.; RWTH Ахенский университет: Ахен, Германия, 2004 г. Доступно онлайн: https://www.ikdg.rwth-aachen.de/ cms/ikdg/Studium/Wintersemester/~olev/Ausgewaehlte-Kapitel-der-Turbomaschinen/?lidx=1 (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
33. Хант, Р. Развитие и история газовой турбины для производства электроэнергии, промышленности и морских целей, 1-е изд.; Power + Energy Associates Ltd.: Морпет, Великобритания, 2019 г., ISBN 13 9781527239401.
34. Саиди, К.; Орт, У.; Бойе, С.; Фрекерс, К. Сравнительное исследование комбинированных теплоэнергетических систем для типичного применения в пищевой промышленности. В материалах ASME Turbo Expo, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г.; Статья № GT2014-26234. [Перекрестная ссылка]
35. Обручи, Х.; Саиди, К. Сравнительное исследование газовой турбины и газового двигателя в отношении эффективности и гибкости типичных комбинированных теплоэнергетических процессов. Gwf Gas Energie 2017, 6, 1–10. Доступно онлайн: https://www.man-es.com/docs/default-source/energy-storage/orchestrate-heat-and-power/man-es_mgt_technical_paper_preview.pdf?sfvrsn=51cf6dd6_6 . (по состоянию на 11 октября 2022 г.).
36. Брун, К.; Курц Р. Введение в теорию газовых турбин, 3-е изд.; Solar Turbines Incorporated: Сан-Диего, Калифорния, США, 2019 г., ISBN 978-0-578-48386-3.
37. Кревинкель, Р. MAN ExpertTalk: Основы и применение газовых турбин, Оберхаузен. 2021 г. Доступно онлайн: https://www.man-es.com/digitalcenter/MAN-ExpertTalk-center/2021/06/23/webinar/gas-turbines{-}{-}basics-applications . (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
38. Танака, Р.; Кодзи, Т.; Рю, М.; Мацуока, А.; Окуто, А. Разработка высокоэффективной газовой турбины класса 30 МВт Kawasaki L30A. В материалах ASME Turbo Expo, Копенгаген, Дания, 11–15 июня 2012 г.; Бумага № GT2012-68668. [Перекрестная ссылка]
39. МЭА. Net Zero к 2050 году: дорожная карта для глобального энергетического сектора — специальный доклад Международного энергетического агентства, Международного энергетического агентства. 2021 г. Доступно онлайн: https://iea.blob.core.windows.net/assets/deebef5d-0c34-4539-9d0c-10b1. 3d840027/NetZeroby2050-ARoadmapfortheGlobalEnergySector_CORR.pdf (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
40. Кон, А. Краткое описание разработки газовой турбины с водяным охлаждением. В материалах совместной конференции по энергетике: GT Papers, Денвер, Колорадо, США, 17–21 октября 1982 г.; Документ № 82-JPGC-GT-5. [Перекрестная ссылка]
41. Карувана, А.; Дэй, В.; Чинкотта, Дж.; Роуз, Р. Состояние системы газовой турбины с водяным охлаждением для программы технологий высокотемпературных турбин . В материалах Международной конференции по газовым турбинам, выставки и конференции по солнечной энергии, Сан- Диего, Калифорния, США, 12–15 марта 1979 г.; Бумага № 79-ГТ-39. [Перекрестная ссылка]
42. Пламли, Д. Холодная газификация угля – отчет о ходе работ. Дж. Инж. Газовые турбины 1985, 107, 856–860. [Перекрестная ссылка]
43. Филлипс, Дж.; Боорас, Г.; Марасиган, Дж. История электростанций комбинированного цикла с комплексной газификацией. В материалах ASME Turbo Expo, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; Бумага № GT2017-64507. [Перекрестная ссылка]
44. Асано, А. Практический пример: электростанция IGCC Накосо, Япония. В технологиях комбинированного цикла интегрированной газификации (IGCC); Ван, Т., Стигель, Г., ред.; Woodhead Publishing: Кидлингтон, Великобритания, 2017 г.; стр. 799–816, ISBN 978-0-08-100185-1.
45. Шинада, О.; Ямада, А.; Кояма, Ю. Развитие передовых энергетических технологий в Японии: IGCC — ключевая технология для XXI века. Конверторы энергии. Менеджер. 2002, 43, 1221–1233. [Перекрестная ссылка]
46. Ван, Т.; Стигель, Г. Технологии интегрированного комбинированного цикла газификации (IGCC); Издательство Woodhead: Кидлингтон, Великобритания, 2017 г., ISBN 978-0-08-100185-1.
47. Уэлч, М.; Пим, А. Повышение гибкости и эффективности газотурбинных электростанций. В материалах о будущем газотурбинных технологий, 8-я Международная конференция по газовым турбинам, Брюссель, Бельгия, 12–13 октября 2016 г.; Номер бумаги

Machine Translated by Google

08-IGTC16. Доступно онлайн: https://etn.global/wp-content/uploads/2018/09/Improving-the-flexibility-and-efficiency-of-gas-turbine-based-distrivuted-power-plant.pdf . (по состоянию на 10 июля 2022 г.).

48. Бхаргава, Р.; Кампанари, С.; Черногория, Г.; Бьянки, М.; Де Паскаль, А.; Перетто, А. Высокоэффективные энергетические циклы на базе газовых турбин — исследование наиболее перспективных решений: Часть 1 — обзор технологии. В материалах ASME Turbo Expo, Берлин, Германия, 9–13 июня 2008 г.; Статья № GT2008-51275. [Перекрестная ссылка]

49. Бхаргава, Р.; Кампанари, С.; Черногория, Г.; Бьянки, М.; Де Паскаль, А.; Перетто, А. Энергетические циклы на основе высокоэффективных газовых турбин — исследование наиболее перспективных решений: Часть 2 — Параметрическая оценка производительности. В материалах ASME Turbo Expo, Берлин, Германия, 9–13 июня 2008 г.; Статья № GT2008-51277. [Перекрестная ссылка]

50. Гюлен С. Газовые турбины, работающие на «зеленом» водороде: цифры не складываются, Мир газовых турбин. 2022 г. Доступно онлайн: https://gasturbineworld.com/gas-turbines-burning-green- Hydrogen/. (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).

51. Боссель, У.; Элиассон, Б. Энергетика и водородная экономика. 2003. Доступно онлайн: https://afdc.energy.gov/files/pdfs/hyd_. Экономика_bossel_eliasson.pdf (по состоянию на 12 июля 2022 г.).

52. Беккер, К.; Мардер, М.; Юнгес, Э.; Конрад О. Технологии десульфурации биогаза — обзор недавних исследований. Обновить. Поддерживать. Energy Rev. 2022, 159, 112205. [CrossRef]

53. Ньюхолл, Х.; Старкман, Э. Теоретические характеристики аммиака в качестве топлива для газовых турбин; Технические документы SAE; SAE International: Уоррендейл, Пенсильвания, США, 1966 г.; Статья № 660768. [CrossRef]

54. Веркамп, Ф.; Хардин, М.; Уильямс, Дж. Свойства и характеристики сгорания аммиака в газотурбинных горелках. Симп. Сжечь. 1967, 11, 985–992. [Перекрестная ссылка]

55. Гупта Р. (ред.) Водородное топливо – производство, транспортировка и хранение; CRC Press: Бока-Ратон, Флорида, США, 2009 г., ISBN 978-1-4200-4575-8.

56. Кьеза, П.; Лозза, Г.; Маццокки, Л. Использование водорода в качестве топлива для газовых турбин. Дж. Инж. Газотурбинная энергетика 2005, 127, 73–80. [Перекрестная ссылка]

57. Винклер-Гольдштейн, Р.; Растеттер, А. Энергия в газ: окончательный прорыв в водородной экономике? Грин 2013, 3, 69–78. [Перекрестная ссылка]

58. Капурсо, Т.; Стефаници, М.; Торреси, М.; Кампореале, С. Перспектива роли водорода в энергетическом переходе 21 века. Конверторы энергии. Менеджер. 2022, 251, 114898. [CrossRef]

59. Азиз, М.; Тривиджаянта, А.; Нандиянто, А. Аммиак как эффективное хранилище водорода: обзор производства, хранения и Использование. Энергия 2020, 13, 3062. [CrossRef]

60. Чезаро, З.; Айвз, М.; Наяк-Люк, Р.; Мейсон, М.; Баньярес-Алькантара, Р. Аммиак для производства энергии: прогнозирование приведенной стоимости электроэнергии из зеленого аммиака на крупных электростанциях. Прил. Energy Part A 2021, 282, 116009. [CrossRef]

61. Япичиоглу, А.; Динсер И. Обзор чистого аммиака как потенциального топлива для электрогенераторов. Обновить. Поддерживать. Энергетический выпуск 2019 г., 103, 96–108. [Перекрестная ссылка]

62. Валера-Медина А.; Сяо, Х.; Оуэн-Джонс, М.; Дэвид, В.; Боуэн, П. Аммиак для энергетики. Прог. Энергетическое возгорание. наук. 2018, 69, 63–102. [Перекрестная ссылка]

63. Пилавачи, П.; Стефанидис, С.; Паппас, В.; Афган, Н. Многокритериальная оценка электростанции, работающей на водороде и природном газе Технологии. Прил. Терм. англ. 2019, 29, 2228–2234. [Перекрестная ссылка]

64. Нос, М.; Накамура, С.; Катаока, М.; Каваками, Т.; Куроки, Х.; Юрий М. Разработка газовой турбины, работающей на водороде/аммиаке, для обезуглероженного общества. Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Ред. 2021 г., 3, 1–11. Доступно онлайн: https://www.mhi.co.jp/ технология/обзор/pdf/e583/e583030.pdf (по состоянию на 10 октября 2022 г.).

65. Дитаранто, М.; Ли, Х.; Лёвас, Т. Концепция водородного газотурбинного цикла с рециркуляцией выхлопных газов: оценка Характеристики сгорания и выбросов. Межд. Дж. Грин. Газконтроль 2015, 37, 377–383. [Перекрестная ссылка]

66. Келлер, М.; Коши, М.; Отомо, Х.; Ивасаки, Х.; Мицумори, Т.; Ямада, К. Термодинамическая оценка газотурбинного процесса комбинированного цикла, работающего на аммиаке и работающего в условиях богатого топлива. Энергия 2020, 194, 116894. [CrossRef]

67. Кобаяши, Х.; Хаякава, А.; Сомаратне, К.; Окафор, Э. Наука и технология сжигания аммиака. Учеб. Сжечь. Инст. 2019, 37, 109–133. [Перекрестная ссылка]

68. Иноуэ, К.; Миямото, К.; Домен, С.; Тамура, И.; Каваками, Т.; Танимура, С. Разработка газовой турбины для совместного сжигания водорода и природного газа . Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Ред. 2018, 53, 1–6. Доступно онлайн: https://power.mhi.com/randd/technical-review/. pdf/index_66e.pdf (по состоянию на 4 июля 2022 г.).

69. Хорикава, А.; Ямагучи, М.; Аоки, С.; Фукуэ, Х.; Кустерер, К.; Вирсум, М. Разработка камеры сгорания на 100% сухом водороде с низким содержанием NOx для газовых турбин класса 2 МВт и демонстрационных испытаний двигателей. J. Gas Turbine Soc. Япония. 2021, 49, 1–10. Доступно онлайн: https://www.gtsj.or.jp/technical/contents/vol49no4-02.pdf. (по состоянию на 21 октября 2022 г.). (На японском языке)

70. Ито, С.; Учида, М.; Суда, Т.; Фухимори, Т. Разработка технологии совместного производства аммиака на газовых турбинах. IHI англ. Ред. 2020 г., 53, 1–6. Доступно онлайн: https:// www.ihi.co.jp/en/technology/review_library/review_en/2020/_cms_conf01/__icsFiles/ afieldfile/2021/01/14/Vol53No1_H.pdf (по состоянию на 4 июля 2022 г.).

71. Дитаранто, М.; Хеггсет, Т.; Берстад, Д. Концепция водородного газотурбинного цикла с рециркуляцией выхлопных газов: оценка эффективности процесса. Энергия 2020, 192, 116646. [CrossRef]

72. Чжэн Л. (ред.) Сжигание кислородно-топливного топлива для выработки электроэнергии и улавливания углекислого газа (CO2); Вудхед Паблишинг Лимитед: Кембридж, Великобритания, 2011 г., ISBN 978-1-84569-671-9.

73. Стангер, Р.; Уолл, Т.; Шперль, Р.; Панеру, М.; Гратвол, С.; Вайдманн, М.; Шеффкнехт, Г.; Макдональд, Д.; Мёханен, К.; Ритванен, Дж.; и др. Сжигание кислородного топлива для улавливания CO2 на электростанциях. Межд. Дж. Грин. Газконтроль 2015, 40, 55–125. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

74. Квамсдал, Х.; Джордаль, К.; Болланд О. Количественное сравнение циклов газовых турбин с улавливанием CO2. Энергетика 2007, 32, 10–24. [Перекрестная ссылка]

75. Санс, В.; Джериха, Х.; Бауэр, Б.; Гёттлих, Э. Качественное и количественное сравнение двух многообещающих кислородно-топливных энергетических циклов для улавливания CO2. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2008, 130, 031702. [CrossRef]

76. Ричардс, Г.; Каслтон, К.; Чорпенинг, Б. Сжигание разбавленного кислородом топлива CO2 и H2O для получения энергии с нулевым уровнем выбросов. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2005, 219, 121–126. [Перекрестная ссылка]

77. Сундквист, С.; Далквист, А.; Янчевский, Дж.; Сьёдин, М.; Бисвин, М.; Дитаранто, М.; Лангорген, О.; Сельеског, М.; Сильян, М. Концепция системы сгорания в комбинированных циклах кислородно-газовых турбин. Дж. Инж. Газовые турбины Мощность 2014, 136, 101513. [Перекрестная ссылка]

78. Фиаски, Д.; Манфрида, Г.; Матье, П.; Темпести, Д. Характеристики энергетического цикла сжигания кислородно-топливного CO2, включая лопатку Охлаждение. Энергия 2009, 34, 2240–2247. [Перекрестная ссылка]

79. Корчеро, Г.; Тимон, В.; Монтаньес, Дж. Полузамкнутый комбинированный цикл на природном газе и кислородном топливе для нулевых выбросов CO2: термодинамическая оптимизация. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2011, 225, 377–388. [Перекрестная ссылка]

80. Аманн Дж.; Канниче, М.; Буаллу, К. Электростанция комбинированного цикла на природном газе, модифицированная для работы с циклом O2/CO2 для улавливания CO2. Конверторы энергии. Менеджер. 2009, 50, 510–521. [Перекрестная ссылка]

81. Джериха, Х.; Фешараки, М. Цикл Граца -1500 C. Максимальный температурный потенциал. H2 — O2. Улавливание CO2 при сжигании CH4 — O2 . В материалах конференции ASME Cogen-Turbo Power, Вена, Австрия, 23–25 августа 1995 г.; Бумага №95-ГТП-75. Доступно онлайн: http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_asme_1995.pdf. (по состоянию на 7 октября 2022 г.).

82. Санс, В.; Браун, М.; Джериха, Х.; Платцер, М. Адаптация цикла Граца с нулевым уровнем выбросов для сжигания водорода и исследование его поведения при частичной нагрузке. Межд. Дж. Гидрог. Энергетика 2018, 43, 5737–5746. [Перекрестная ссылка]

83. Хайтмейр, Ф.; Санс, В.; Иериха, Цикл Х. Граца — электростанция с нулевым уровнем выбросов и высочайшей эффективностью. В Справочнике NETL по газовым турбинам ; Институт тепловых турбомашин и динамики машин, Технологический университет Граца: Грац, Австрия, 2006 г.; стр. 81–95. Доступно онлайн: https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/1-3-1-1.pdf. (по состоянию на 10 июля 2022 г.).

84. Миттерруцнер, Б.; Санс, В.; Норд, Л. Анализ частичной нагрузки и стратегии управления циклом Граца. Межд. Дж. Грин. Газ-контроль 2022, 113, 103521. [CrossRef]

85. Ямасита, С.; Ядзима, А.; Ёсимура, К.; Нисимура, М. Эксергетический анализ турбины для сжигания кислородно-водородного топлива. J. Gas Turbine Soc. Япония. 2017, 40, 170–177. Доступно онлайн: https://www.gtsj.or.jp/technical/contents/vol45no3-02.pdf. (по состоянию на 7 октября 2022 г.). (На японском языке)

86. Рогалев Н.; Рогалев А.; Киндра, В.; Зливко О.; Брызгунов П. Обзор закрытых энергетических циклов сжигания кислородного топлива и полузакрытого SCO2 для многомасштабной генерации электроэнергии с точки зрения энергетики, экологии и экономической эффективности. Энергии 2022, 15, 9226. [Перекрестная ссылка]

87. Макки, Э.; Консонни, С.; Лозза, Г.; Кьеза, П. Оценка термодинамических характеристик смешанных парогазовых циклов: Часть А — Циклы с промежуточным охлаждением и впрыском пара. Дж. Инж. Газовые турбины 1995, 117, 489–498. [Перекрестная ссылка]

88. Кьеза, П.; Лозза, Г.; Макки, Э.; Консонни, С. Оценка термодинамических характеристик смешанных парогазовых циклов: Часть В — Циклы впрыска воды и НАТ. Дж. Инж. Газовые турбины 1995, 117, 499–508. [Перекрестная ссылка]

89. Рао, А. Циклы испарительных газовых турбин (EvGT)/турбин с влажным воздухом (HAT). В Справочнике по экологически чистым энергетическим системам; Ян, Дж., Ред.; Уайли: Хобокен, Нью-Джерси, США, 2014 г. [CrossRef]

90. Мори, Ю.; Накамура, Х.; Такахаши, Т.; Ямамото, К. Высокоэффективная регенеративная газотурбинная система с новым методом рекуперации тепла с впрыском воды. В материалах Международного конгресса и выставки газовых турбин, Токио, Япония, 23–29 октября 1983 г.; Статья № IGTC-38.

91. Рао, А.; Франц, В.; Шен, Дж.; Уэст, Э. Сравнение турбин с влажным воздухом (HAT) и электростанций комбинированного цикла; Итоговый отчет проекта 2999-7 IE-7300; EPRI: Пало-Альто, Калифорния, США, 1991.

92. Хатамия, С.; Араки, Х.; Хигучи, С. Оценка усовершенствованной турбинной системы с влажным воздухом и рекуперацией воды. В материалах ASME Turbo Expo, Вена, Австрия, 14–17 июня 2004 г.; Статья № GT2004-54031. [Перекрестная ссылка]

93. Араки, Х.; Коганезава, Т.; Мюрен, К.; Хигучи, С.; Такахаши, Т.; Эта, Т. Экспериментально-аналитическое исследование операции Характеристики системы АНАТ. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2012, 134, 051701. [CrossRef]

94. Нили, Д.; Рейдер С. Оценка ламинированных пористых стеновых материалов для охлаждения футеровки камеры сгорания. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 1980, 102, 268–276. [Перекрестная ссылка]

95. Суини, П.; Роудс, Дж. Инфракрасный метод оценки конструкции охлаждения профиля турбины. Я. Турбомах. 2000, 122, 170–177. [Перекрестная ссылка]

96. Эссман, Д.; Фогель, Р.; Томлинсон, Дж.; Новик, А. Ускоренные испытания TF41/Lamilloy® . Дж. Эйркр. 1983, 20, 70–75. [Перекрестная ссылка]

97. Хэлси, Дж.; Предупреждает, Р.; Вейсброд, В. Эллисон, цикл двигателя усовершенствованных турбинных систем (ATS). В материалах ASME Turbo Экспо, Орландо, Флорида, США, 2–5 июня 1997 г.; Бумага № 97-ГТ-195. [Перекрестная ссылка]

98. Брумфилд, Р.; Форд, Д.; Бхангу, И.; Томас, М.; Фрейзер, Д.; Буркхолдер, П.; Харрис, К.; Эриксон, Г.; Валь, Дж. Разработка и характеристики турбинных двигателей трех усовершенствованных ренийсодержащих суперсплавов для монокристаллических и направленно затвердевших лопаток и лопаток. Дж. Инж. Газовые турбины 1998, 120, 595–608. [Перекрестная ссылка]

99. Гиллеспи, Д.; Ван, З.; Ирландия, П.; Колер, С. Измерения локального коэффициента теплопередачи по всей поверхности в модели Цельнолитая геометрия системы ударного охлаждения. Я. Турбомах. 1998, 120, 92–99. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

100. Селлерс, Р.; Дальберг, Д.; Калверт, Дж. Новые подходы к охлаждению и производству лопаток турбин. В материалах 13-й конференции AIAA/SAE по двигателям, Орландо, Флорида, США, 11–13 июля 1977 г.; Статья № 77-948. [Перекрестная ссылка]

101. Джордж, Д.; Браун, Б.; Кокс, А. Применение суперсплавов с быстрой скоростью затвердевания для радиальных пластинчатых турбинных лопаток. В материалах 15-й совместной конференции AIAA/SAE/ASME по двигательным установкам, Лас-Вегас, Невада, США, 18–20 июня 1979 г.; Статья № 79-1226. [Перекрестная ссылка]

102. Левари, Г.; Зауэр, Дж.; Кон, А. Проект первой ступени с усовершенствованным охлаждением для полномасштабной турбины сгорания. В Материалы ASME Turbo Expo, Лондон, Великобритания, 18–22 марта 1982 г.; Бумага № 82-ГТ-207. [Перекрестная ссылка]

103. Бункер, Р. Теплопередача в газовой турбине: 10 остающихся проблем, связанных с трактом горячего газа. В материалах ASME Turbo Expo, Барселона, Испания, 8–11 мая 2006 г.; Бумага № GT2006-90002. [Перекрестная ссылка]

104. Бункер Р. Теплопередача и охлаждение турбин: обзор. В материалах ASME Turbo Expo, Сан-Антонио, Техас, США, 3–7 июня 2013 г.; Бумага № GT2013-94174.

105. Бункер Р. Эволюция охлаждения турбин. В материалах ASME Turbo Expo, Шарлотт, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; Бумага № GT2017-63205. [Перекрестная ссылка]

106. Ой, я.; Ким, К.; Ли, Д.; Парк, Дж.; Чо, Х. Локальная тепломассообмен и измерение потерь на трение во вращающемся канале охлаждения матрицы. В материалах ASME Turbo Expo, Орландо, Флорида, США, 8–12 июня 2009 г.; Статья № GT2009-59873. [Перекрестная ссылка]

107. Цуру, Т.; Исида, К.; Фудзита, Дж.; Такеиси, К. Трехмерная визуализация характеристик потока с использованием магнитного резонанса Визуализация (МРТ) в решетчатом канале охлаждения. Я. Турбомах. 2019, 141, 061003. [CrossRef]

108. Цуру, Т.; Морозуми, Р.; Такеиси, К. Исследование характеристик терможидкости решетчатого охлаждающего канала. Межд. J. Газовая турбина Пропульс. Система питания 2020, 11, 1–8. [Перекрестная ссылка]

109. Торкаман А.; Фогель, Г.; Хоук Л. Проектирование, разработка и проверка лопаток турбины первой ступени аддитивного производства для промышленной газовой турбины класса F. В материалах ASME Turbo Expo, виртуально, 7–11 июня 2021 г.; Статья № GT2021-60201. [Перекрестная ссылка]

110. Хада, С.; Юрий, М.; Масада, Дж.; Ито, Э.; Цукагоши, К. Эволюция и будущие тенденции газовых турбин большой рамы: новая газовая турбина класса C, J с температурой 1600 градусов. В материалах ASME Turbo Expo, Копенгаген, Дания, 11–15 июня 2012 г.; Бумага № GT2012-68574. [Перекрестная ссылка]

111. Баяр Т. Будущее 3D-печати уже наступило. Мощность англ. Межд. 2016, 24, 2–7. Доступно онлайн: https://www.powerengineeringint.com/coal-fired/equipment-coal-fired/the-3d-printing-future-has-arrived/ (по состоянию на 22 апреля 2022 г.).

112. Адэр, Д.; Кирка, М.; Райан, Д. Аддитивное производство прототипов турбинных лопаток для проверки характеристик двигателей с горячим нагревом Испытания. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2019, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г. [CrossRef]

113. Трош, Т.; Стрёсснер, Дж.; Фёлкль, Р.; Глатцель, У. Микроструктура и механические свойства инконела 718, расплавленного селективным лазером. По сравнению с ковкой и литьем. Матер. Летт. 2016, 164, 428–431. [Перекрестная ссылка]

114. Бабу, С.; Рагхаван, Н.; Рэпли, Дж.; Фостер, С.; Фредерик, К.; Хейнс, М.; Динвидди, Р.; Кирка, М.; Плотковский А.; Ли, Ю.; и др. Аддитивное производство никелевых суперсплавов: возможности для инноваций и проблемы, связанные с квалификацией. Металл. Матер. Пер. А 2018, 49, 3764–3780. [Перекрестная ссылка]

115. Торкаман А.; Бхатту, Р. Характеристика малоцикловой усталости образца, изготовленного аддитивным способом, с напечатанной шероховатостью поверхности, изготовленного из множественного суперсплава на основе никеля. В материалах ASME Turbo Expo, Роттердам, Нидерланды, 13–17 июня 2022 г.; Статья № GT2022-82484. [Перекрестная ссылка]

116. Кревинкель, Р.; Такой, А.; Торре, А.; Видерманн, А.; Кастильо, Д.; Родригес, С.; Шляйфенбаум, Дж.; Бласвич, М. Проектирование и характеристика газомоторных двигателей аддитивного производства, работающих на небольшой промышленной газовой турбине. Межд. J. Газотурбинный двигатель. Система питания 2020, 11, 36–44. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]

117. Рисс Дж. Аддитивное производство суперсплава на основе никеля IN738LC методом лазерной порошковой сварки. 2019. Доступно онлайн: http://publications.rwth-aachen.de/record/764478/files/764478.pdf (по состоянию на 22 апреля 2022 г.).

118. Менон, Н.; Махди, Т.; Басак, А. Микроструктура IN738LC, изготовленная с использованием аддитивного производства лазерной порошковой сварки. Я. Турбомах. 2022, 144, 031011. [CrossRef]

119. Штесснер Дж.; Терок, М.; Глатцель, У. Механическое и микроструктурное исследование суперсплава IN718 на основе никеля, полученного методом селективной лазерной плавки (SLM). Адв. англ. Матер. 2015, 17, 1099–1105. [Перекрестная ссылка]

120. Ван, Х.; Кейя, Т.; Чоу, К. Влияние высоты конструкции на детали из Inconel 718, изготовленные методом селективного лазерного плавления. Производитель Procedia. 2016, 5, 1006–1017. [Перекрестная ссылка]

121. Ван, З.; Гуан, К.; Гао, М.; Ли, Х.; Чен, Х.; Цзэн, Х. Микроструктура и механические свойства осажденного IN718, автор: Селективное лазерное плавление. J. Сплавы. Сборник. 2012, 513, 518–523. [Перекрестная ссылка]

122. Мостафа А.; Рубио, И.; Браиловский В.; Джахази, М.; Медрай, М. Структура, текстура и фазы в напечатанном на 3D-принтере сплаве IN718, подвергнутом воздействию Гомогенизация и обработка HIP. Металлы 2017, 7, 196. [CrossRef]

123. Во, И.; Мур, Э.; Грейг, А.; Макфарлейн, Дж.; Дик-Клеланд, В. Аддитивное производство камеры сгорания ракетного двигателя с использованием никелевого суперсплава ABD®-900AM. В материалах 7-го издания конференции Space Proplusion, виртуальная конференция , 17–19 марта 2021 г. Доступно онлайн: https://www.researchgate.net/profile/Iain-Waugh/publication/350278621_Additive_ Manufacturing_of_rocket_engine_combustion_chambers_using_the_ABDR-900AM_nickel_superalloy/links/60588a1c299bf173675caf79/Additive-manufacture-of-rocket-engine-campers-using-the-ABDR-900AM-nickel-superalloy.pdf (по состоянию на 22 апреля 2022 г.).

Machine Translated by Google

124. Бриджес, А.; Шингледекер, Дж.; Кларк, Дж.; Крадден, Д. Анализ ползучести и оценка микроструктуры нового суперсплава на основе никеля, полученного аддитивным способом (ABD®-900AM). Дж. Инж. Газовые турбины Power 2023, 145, 061005. [CrossRef]
125. Банкер, Р.; Диз, Дж.; Палафокс, П. Импульсное охлаждение в газовых турбинах: конструкция, применение и ограничения. В ударной струе Охлаждение в газовых турбинах; Сунден Б., Амано А. (ред.); WIT Press: Саутгемптон, Великобритания, 2014 г.
126. Шлюндер, Э.; Гнелинский, В. Wärme- und Stoffübertragung zwischen Gut und aufprallendem Düsenstrahl. хим. Инж. Тех. 1967, 39, 578–584. [Перекрестная ссылка]
127. Аннерфельдт, М.; Перссон, Дж.; Ториссон, Т. Экспериментальное исследование ударного охлаждения с помощью турбулизаторов или элементов, увеличивающих поверхность. В материалах ASME Turbo Expo, Новый Орлеан, Луизиана, США, 4–7 июня 2001 г.; Бумага № 2001-ГТ-0149. [Перекрестная ссылка]
128. Бракманн, Р.; Чен, Л.; Вейганд, Б.; Кроуфорд, М. Экспериментальное и численное исследование теплопередачи набегающей струи Матрица на целевой пластине, шероховатой кубическими микроштыревыми ребрами. Я. Турбомах. 2016, 138, 111010. [CrossRef]
129. Ода, Ю.; Такеиси, К. Параллельное моделирование стеноструйной теплопередачи с помощью крупных вихрей, усиленное систематически деформируемым промотором турбулентности. В материалах 15-й Международной конференции по теплопередаче IHTC15, Киото, Япония, 10–15 августа 2014 г.; Статья № IHTC15-9516. [Перекрестная ссылка]
130. Дутта, С.; Сингх, П. Инновации и усовершенствования в области ударной теплопередачи: обсуждение избранных геометрических особенностей. В материалах ASME Turbo Expo, виртуально, 7–11 июня 2021 г.; Статья № GT2021-59394. [Перекрестная ссылка]
131. Рен, З.; Ян, Х.; Лу, Х.; Ли, Х.; Рен, Дж. Экспериментальное исследование микроохлаждающих устройств на потерю давления в потоке струйной решетки и характеристики теплопередачи. Энергия 2021, 14, 4757. [CrossRef]
132. Сингх, П.; Чжан, М.; Ахмед, С.; Эккад, С. Влияние расстояния между соплом и мишенью на эффективность ребер и коэффициент конвективной теплопередачи при соударении струи массива с новыми структурами с микрошероховатостями. В материалах IMECE2018, Питтсбург, Пенсильвания, США, 9–15 ноября 2018 г.; Документ № IMECE2018-86501. [Перекрестная ссылка]
133. Сингх, П.; Чжан, М.; Ахмед, С.; Рамакришнан, К.; Эккад, С. Влияние форм микронеровностей на теплообмен струи и эффективность ребер. Межд. J. Тепломассообмен. 2019, 132, 80–95. [Перекрестная ссылка]
134. Такеиси, К.; Кревинкель, Р.; Ода, Ю.; Итикава, Ю. Улучшение теплопередачи при соударительном охлаждении за счет использования круглых ребер или вихревых генераторов в области пристеночной струи круглой соударяющей струи. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2019, 5, 17. [CrossRef]
135. Сугимото, С.; Такеиси, К.; Ода, Ю.; Харада, Т. Исследование улучшения теплопередачи при струйном охлаждении с помощью усилителей турбулентности. В материалах Международного конгресса по газовым турбинам, 2007 г., Токио, Токио, Япония, 2–7 декабря 2007 г.; Бумага № ТС-116.
136. Домник К. Устройство для охлаждения детали газовой турбины/турбомашины методом ударного охлаждения. НАС Патент 11280216, 22 марта 2022 г. Доступно онлайн: https://patents.google.com/patent/US11280216B2/en . (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
137. Сингх, П.; Рави, Б.; Эккад, С. Экспериментальное исследование усиления теплопередачи за счет различных форм отверстий, соприкасающихся со струей, при максимальном поперечном потоке. В материалах ASME Turbo Expo, Сеул, Республика Корея, 13–17 июня 2016 г.; Статья № GT2016-57874. [Перекрестная ссылка]
138. Кревинкель Р. Газотурбинный двигатель, имеющий потокопроводящий узел, образованный соплами для направления охлаждающей среды на поверхность. Патент США 10787927, 29 сентября 2020 г. Доступно онлайн: https://patents.justia.com/patent/10787927 . (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
139. Ялчиккая, О.; Дурмаз, У.; Тепе, А.; Уйсал, У.; Озель, М. Влияние щелевых штифтов на эффективность теплопередачи в расширенных Струйное охлаждение. Межд. Дж. Наук. 2022, 179, 107698. [CrossRef]
140. Халатов А.; Нам, К. Аэротермальные вихревые технологии в аэрокосмической технике. J. Корейская соц. март инж. 2004, 28, 163–184. Доступно онлайн: http://www.koreascience.or.kr/article/JAKO200411922191209.page . (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).
141. Чжан, К.; Ван, С.; Ли, Дж.; Чжу, Ю.; Пэн, Т.; Ян, Х. Аддитивное производство изделий с функциональными жидкостными каналами: А. Обзор. Доп. Производитель 2020, 36, 101490. [CrossRef]
142. Алсулами, М.; Мортазави, М.; Никнам, С.; Ли, Д. Сложность конструкции и анализ производительности при аддитивном производстве тепла Обменники. Межд. Дж. Адв. Производитель Технол. 2020, 110, 865–873. [Перекрестная ссылка]
143. Парбат, С.; Мин, З.; Ян, Л.; Чью, М.-К. Экспериментальный и численный анализ купонов Inconel 718, полученных аддитивным способом с решетчатой структурой. Я. Турбомах. 2020, 142, 061004. [CrossRef]
144. Пьетропаоли, М.; Альфельд, Р.; Монтомоли, Ф.; Чиани, А.; Д'Эрколь, М. Проектирование аддитивной внутренней оптимизации каналов. Дж. Инж. Газ Мощность турбин 2017, 139, 102101. [CrossRef]
145. Пьетропаоли, М.; Монтомоли, Ф.; Гайманн, А. Оптимизация топологии трехмерной жидкости для теплопередачи. Структура. Многопрофильный. Оптим. 2018, 59, 801–812. [Перекрестная ссылка]
146. Чен И.-Л.; Шахин, И.; Райт, Л.; Хан, Ж.-К.; Кревинкель, Р. Теплопередача во вращающемся двухходовом канале охлаждения с переменным удлинением и профилированными V-образными ребрами. Я. Турбомах. 2021, 143, 081013. [CrossRef]
147. Смит, Р.; Датта, С. Сопряженная термическая оптимизация с машинным обучением без учителя. Дж. Теплопередача. 2021, 143, 052901. [Перекрестная ссылка]
148. Хоссейн, М.; Амери, А.; Грегори, Дж.; Бонс, Дж. Экспериментальное исследование инновационных схем охлаждения на аддитивной основе. Изготовленная направляющая лопасть сопла турбины в масштабе двигателя. Я. Турбомах. 2021, 143, 051004. [CrossRef]
149. Виммер, Т.; Рюмер, Т.; Мих, Ю.; Ванф, Л.; Вейганд, Б. Экспериментальное и численное исследование кольцевого сегмента газовой турбины, изготовленного аддитивным способом, со схемой внутристенного охлаждения. В материалах выставки ASME Turbo Expo, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.; п. GT2019-90227. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

150. Рюмер, Т.; Виммер, Т.; Гампе, У.; Фишер, К.; Хаберланд, К. Оценка структурной целостности и испытание двигателя кольцевого сегмента первой ступени большой газовой турбины Siemens, изготовленного с помощью аддитивных технологий. В материалах выставки ASME Turbo Expo, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г.; п. GT2019-90344. [Перекрестная ссылка]
151. Пинелли, Л.; Амедей, А.; Мели, Э.; Ванти, Ф.; Романи, Б.; Бенвенути, Г.; Фаббрини, М.; Морганти, Н.; Ринди, А.; Арноне, А. Инновационный дизайн, структурная оптимизация и аддитивное производство турбинных лопаток нового поколения. Я. Турбомах. 2022, 144, 011006. [Перекрестная ссылка]
152. Магаррамова Л.; Кинзбурский В.; Васильев Б. Новые конструкции турбинных лопаток для аддитивного производства. В материалах ASME Turbo Expo, Сеул, Республика Корея, 13–17 июня 2016 г.; Бумага № GT2016-56084. [Перекрестная ссылка]
153. Штрауб, Д.; Рамеш, С.; Сирли, М.; Роби, Э.; Флойд, Т.; Рой, А.; Эймс, Ф. Фрманс аэродинамических профилей с внутренним охлаждением для небольших промышленных газовых турбин, изготовленных аддитивным способом. В материалах ASME Turbo Expo, Роттердам, Нидерланды, 13–17 июня 2022 г.; Статья № GT2022-83333. [Перекрестная ссылка]
154. Кирш, К.; Тоул, К. Потери давления и характеристики теплопередачи для штифтового ребра, изготовленного аддитивным и традиционным способом. Массивы. Межд. J. Тепломассообмен. 2017, 108 Чт Б, 2502–2513. [Перекрестная ссылка]
155. Такеиси, К.; Ода, Ю.; Мияка, Ю.; Мотода, Ю. Конвективная теплопередача и потери давления в прямоугольных воздуховодах с наклонным штифтовым ребром на волнистой торцевой стенке. Дж. Инж. Gas Turbines Power 2013, 135, 061902. [CrossRef]
156. Саглам, С.; Фудзитаи, Дж.; Такеиси, К.; Ода, Ю. Трехмерные измерения поля скоростей прямоугольного канала с наклонной решеткой штифтов и ребер на плоской и волнистой торцевой стенке с использованием магнитно-резонансной измерения скорости. В материалах Азиатского конгресса по газовым турбинам 2018, Мориока, Япония, 22–24 августа 2018 г.; Статья № ACGT2018-TS78.
157. Макклейн, С.; Хэнсон, Д.; Корица, Э.; Снайдер, Дж.; Кунц, Р.; Тоул, К. Течение в моделируемом канале охлаждения лопаток турбины с пространственно изменяющейся шероховатостью, вызванной ориентацией аддитивного производства. Я. Турбомах. 2021, 143, 071013. [CrossRef]
158. Маццеи, Л.; Андереини, А.; Факкини, Б. Оценка стратегий моделирования пленочного охлаждения. Межд. Дж. Нумер. Методы Нагревание потока жидкости 2017, 27, 1118–1127. [Перекрестная ссылка]
159. Чжан З.; Чен, З.; Су, Х.; Юань, Х. Модель неоднородного исходного члена для пленочного охлаждения с внутренним поперечным потоком. В Материалы ASME Turbo Expo, виртуально, 22–26 июня 2020 г.; Статья № GT2020-14404. [Перекрестная ссылка]
160. Камп, Т.; Фёлькер, С.; Зехе, Ф. Модель пленочного охлаждения с цилиндрическими отверстиями: Часть I - Корреляция струйного потока с применением к пленочному охлаждению. Я. Турбомах. 2012, 134, 061010. [CrossRef]
161. Камп, Т.; Фёлькер, С. Модель пленочного охлаждения с цилиндрическими отверстиями: Часть II — Формулировка модели, реализация и результаты. Дж. Турбомах. 2012, 134, 061011. [CrossRef]
162. Хе Л. Блочно-спектральный подход к моделированию пленочного охлаждения. Я. Турбомах. 2012, 134, 021018. [CrossRef]
163. Он, Л.; Олдфилд, М. Моделирование нестационарной сопряженной теплопередачи. Я. Турбомах. 2011, 133, 031022. [CrossRef]
164. Маффулли Р.; Хе, Л. Влияние температуры стенки на коэффициент теплопередачи и аэродинамику трехмерной турбины. Проход клинка. Дж. Терм. наук. англ. Прил. 2017, 9, 041002. [CrossRef]
165. Дайсон, Т.; Винка, Дж.; Хелмер Д. Сопряженное масштабирование при охлаждении канала ствола. В материалах ASME Turbo Expo, Монреаль, Канада, 15–19 июня 2015 г.; Бумага № GT2015-43625. [Перекрестная ссылка]
166. Стюарт, В.; Дайсон, Т. Масштабирование сопряженной теплопередачи для Inconel 718. В материалах ASME Turbo Expo, Шарлотта, Северная Каролина, США, 26–30 июня 2017 г.; Статья № GT2017-64873. [Перекрестная ссылка]
167. Иссаханян Э.; Элкинс, К.; Итон, Дж. Измерения скорости потока в скважине и основного потока низкоимпульсных струй в поперечном потоке Исходящий из коротких отверстий. Эксп. Жидкости 2012, 53, 1765–1778. [Перекрестная ссылка]
168. Милани, П.; Гунади, И.; Чинг, Д.; Банко, А.; Элкинс, К.; Итон, Дж. Расширение данных МРТ о среднем расходе наклонных струй в поперечном потоке с помощью Большие симуляции вихрей. Межд. J. Heat Fluid Flow 2019, 80, 108472. [CrossRef]
169. Петерсон, С.; Плесняк, М. Поле скоростей струи с короткими отверстиями в поперечном потоке и его связь с эффективностью пленочного охлаждения. Эксп. Жидкости 2002, 33, 889–898. [Перекрестная ссылка]
170. Ли, З.; Вэй, Т.; Го, Ю.; Сили, М. Современное состояние, проблемы и перспективы изготовления охлаждающих отверстий для лопаток турбин. Мах. наук. Технол. 2015, 19, 361–399. [Перекрестная ссылка]
171. Стимпсон, К.; Снайдер, Дж.; Толе, К.; Монгилло, Д. Измерения эффективности пленочных охлаждающих отверстий, изготовленных аддитивным способом. Дж. Турбомах. 2018, 140, 011009. [CrossRef]
172. Снайдер, Дж.; Тоул, К. Характеристики систем общественного охлаждения, изготовленных с помощью аддитивного производства. Я. Турбомах. 2020, 142, 051009. [CrossRef]
173. Ян, Л.; Мин, З.; Парбат, С.; Чью, М.-К. Влияние закупорки пор на транспирационное охлаждение с помощью перфорированных отверстий, изготавливаемых с помощью аддитивных технологий. В материалах ASME Turbo Expo, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.; Номер бумаги: GT2018-75310. [Перекрестная ссылка]
174. Мин З.; Парбат, С.; Ян, Л.; Чью, М.-К. Тепложидкостные и механические исследования аддитивно изготовленных геометрий для транспирационного охлаждения. В материалах выставки ASME Turbo Expo, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г. [CrossRef]
175. Мин, З.; Хуанг, Г.; Парбат, С.; Ян, Л.; Чью, М.-К. Экспериментальное исследование аддитивной транспирации и Пленочные охлаждающие конструкции. Я. Турбомах. 2019, 141, 031009. [CrossRef]
176. Такеиси, К.; Комияма, М.; Ода, Ю.; Эгава, Ю. Аэротермические исследования поля смешения потоков пленочного охлаждения с закрученным потоком охлаждающей жидкости. Я. Турбомах. 2014, 136, 051001. [CrossRef]
177. Банкер Р. Влияние производственных допусков на охлаждение газовой турбины. Я. Турбомах. 2009, 131, 041018. [CrossRef]
178. Хёгнер, Л.; Фойгт, М.; Майлах, Р.; Мейер, М.; Герстбергер, У. Вероятностный анализ методом конечных элементов охлаждаемых лопаток турбин высокого давления — Часть A: Комплексное описание производственной изменчивости. Я. Турбомах. 2020, 142, 101008. [CrossRef]

Machine Translated by Google

179. Хёгнер, Л.; Фойгт, М.; Майлах, Р.; Мейер, М.; Герстбергер, У. Вероятностный конечно-элементный анализ охлажденных объектов высокого давления Лопатки турбины. Часть Б: Вероятностный анализ. Я. Турбомах. 2020, 142, 101009. [CrossRef]

180. Уайлдгус, А.; Толе, К.; Субраманиан, Р.; Керстинг, Л.; Кулкарни, А. Влияние процесса аддитивного производства на Шероховатость лопаток двигателя и каналов охлаждения. Я. Турбомах. 2023, 145, 041013. [CrossRef]

181. Маццеи, Л.; Соге, Р.; Бьянкини, К. Калибровка методологии вычислительной гидродинамики для моделирования влияния шероховатости на трение и теплопередачу в компонентах, изготовленных аддитивным способом. Я. Турбомах. 2022, 144, 081002. [CrossRef]

182. Уайлдгус, А.; Толе, К. Теплопередача и потери давления в аддитивных внутренних каналах охлаждения с различными Формы. Я. Турбомах. 2023, 145, 071011. [CrossRef]

183. Снайдер, Дж.; Стимпсон, К.; Толе, К.; Монгилло, Д. Влияние направления сборки на допуск микроканалов и шероховатость поверхности. Дж. Мех. Дес. 2015, 137, 111411. [CrossRef]

184. Стимпсон, К.; Снайдер, Дж.; Толе, К.; Монгилло, Д. Влияние шероховатости на поток и теплопередачу в каналах, изготовленных аддитивным способом. Я. Турбомах. 2016, 138, 051008. [CrossRef]

185. Кирш, К.; Тоул, К. Измерения теплопередачи и потерь давления в волнистых микроканалах, изготовленных аддитивным способом. Дж. Турбомах. 2016, 139, 011007. [CrossRef]

186. Люшер, П.; Дефлорин, М.; Фогессер, М.; Стубер, М.; Галул, В.; Ко, М. Измерение внутренней теплопередачи в каналах, изготовленных аддитивным методом на основе металлов, с использованием переходного метода. В материалах ASME Turbo Expo, Роттердам, Нидерланды , 13–17 июня 2022 г.; Бумага № GT2022-79547. [Перекрестная ссылка]

187. Стимпсон, К.; Снайдер, Дж.; Толе, К.; Монгилло, Д. Влияние шероховатости на потери давления и теплопередачу присадок. Изготовленные каналы. Я. Турбомах. 2016, 139, 021003. [CrossRef]

188. Ферстер, К.; Кирш, К.; Тоул, К. Влияние геометрии и расстояния в массивах ребер микроканальных штырей, изготовленных аддитивным способом. Дж. Турбомах. 2018, 140, 011007. [CrossRef]

189. Бонс Дж. Обзор эффектов шероховатости поверхности в газовых турбинах. Я. Турбомах. 2010, 132, 021004. [CrossRef]

190. Маццеи, Л.; Соге, Р.; Бьянкини, К. Калибровка методологии CFD для моделирования компонентов, изготовленных аддитивным способом, с учетом влияния диаметра и направления печати на трение и теплопередачу. В материалах ASME Turbo Expo, Роттердам, Нидерланды, 13–17 июня 2022 г.; Статья № GT2022-82391. [Перекрестная ссылка]

191. Опуа, Б. Улучшенные прогнозы теплопередачи на шероховатых поверхностях. Межд. J. Поток теплоносителя 2015, 56, 160–171. [Перекрестная ссылка]

192. Опуа, Б. Поправки на шероховатость для модели переноса сдвигового напряжения k – ω: состояние и предложения. Дж. Жидкости Eng. 2014, 137, 021202. [Перекрестная ссылка]

193. Альтланд, С.; Ян, Х.; Толе, К.; Кунц, Р.; Макклейн, С. Применение модели шероховатости распределенных элементов к внутренним каналам охлаждения, изготовленным аддитивным способом. В материалах ASME Turbo Expo, Роттердам, Нидерланды, 13–17 июня 2022 г.; Статья № GT2022-81218. [Перекрестная ссылка]

194. Таун, Дж.; Штрауб, Д.; Блэк, Дж.; Толе, К.; Ши, Т. Современная технология охлаждения лопаток ротора турбины. Я. Турбомах. 2018, 140, 071007. [CrossRef]

195. Чю, М.-К.; Сив, С.; Караинов В.; Слотер, В.; Элвин, М. Аэротермальные проблемы в синтез-газе, водороде и кислородном топливе Турбины — Часть II: Эффекты внутренней теплопередачи. Дж. Терм. наук. англ. Прил. 2009, 1, 011003. [CrossRef]

196. Чью, М.-К.; Элвин, М. Аэротермические характеристики профиля турбины в будущих системах электрогенерации на основе угля и газа. Нагревать Трансф. Рез. 2010, 41, 737–752. [Перекрестная ссылка]

197. Дабах А.; Эндрюс, Г.; Хусейн, Р.; Хусейн, К.; Назари, А.; Ву, Дж. Импинджментное/эффузионное охлаждение: влияние числа Влияние ударных отверстий и потерь давления на коэффициент теплопередачи. Я. Турбомах. 1990, 112, 467–476. [Перекрестная ссылка]

198. Эндрюс, Г.; Дабах, А.; Асере, А.; Баздиди-Терани, Ф.; Мкпади, М.; Назари А. Импульсное/эффузионное охлаждение, теплопередача и охлаждение в газовых турбинах, AGARD-CP-527, 1993; п. 30.1–30.10. Доступно онлайн: https://www.sto.nato.int/publications/. AGARD/Forms/AllItems.aspx?RootFolder=%2Fpublications%2FAGARD%2FAGARD-CP-527&FolderCTID=0x0120D5200078F9E87043356C409A0D30823AFA16F60B00B8BCE98BB37EB24A8258823D6B11F157&View=%7B7E9C814C-056A-4D31-8392-7 C6752B2AF2B%7D (по состоянию на 24 декабря 2022 г.).

199. Чо, Х.; Ри, Д.; Гольдштейн, Р. Влияние расположения отверстий на локальный перенос тепла/массы при соударении/эффузионном охлаждении с малым расстоянием между отверстиями. Я. Турбомах. 2008, 130, 041003. [CrossRef]

200. Ри, Д.; Чой, Дж.; Чо, Дж. Характеристики потока и теплопередачи (массы) в системе импрессионного/эффузионного охлаждения с Переток. Я. Турбомах. 2003, 125, 74–82. [Перекрестная ссылка]

201. Хонг, С.; Ри, Д.; Чо, Х. Влияние формы и расположения ребер на теплообмен при импрессионном/эффузионном охлаждении с поперечным потоком. Дж. Теплопередача. 2007, 129, 1697–1707. [Перекрестная ссылка]

202. Хонг, С.; Чо, Х. Влияние вращения на тепло/массообмен в системе ударного/выпотного охлаждения. Дж. Теплопередача. 2010, 132, 114501. [CrossRef]

203. Дейли, Г.; Эванс, П.; МакКолл, Р. Охлаждаемый аэродинамический профиль для газотурбинного двигателя. Европейский патент EP 1022432 B1, 23 марта 2005 г.

204. Лутум Э.; Земмлер, К.; Вольферсдорф, Дж. Охлаждаемая лопатка газовой турбины. Патент США 2001/0016162 A1, 23 августа 2001 г.

205. Лян, Г. Лопатка статора со встроенными в стену каналами микроохлаждения. Патент США 8 414 263 B1, 9 апреля 2013 г.

206. Лян Г. Профиль турбины с многокамерным пристеночным охлаждением. Патент США 7556476 B1, 7 июля 2009 г.

207. Нгетич, Г.; Ирландия, П.; Мюррей, А.; Ромеро, Э. Трехмерный сопряженный подход к анализу двустенной конструкции. Лопатка турбины с эффузионным охлаждением. Я. Турбомах. 2019, 141, 011002. [CrossRef]

Machine Translated by Google

208. Куртис, М.; Мюррей, А.; Коултон, Б.; Ирландия, П.; Мэйо, И. Влияние расстояния между отверстиями в пленке по размаху и по потоку на эффективность адиабатической пленки для лопаток газовых турбин с эффузионным охлаждением. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 37. [CrossRef]
209. 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]
210. Мюррей, А.; Ирландия, П.; Ромеро, Э. Экспериментальные и вычислительные методы оценки двустенного эффузионного охлаждения. Системы. Я. Турбомах. 2020, 142, 111003. [CrossRef]
211. Мюррей, А.; Ирландия, П.; Ромеро, Э. Экспериментально подтвержденная модель теплового отклика низкого порядка двойной стенки. Системы эффузионного охлаждения лопаток турбин высокого давления. Я. Турбомах. 2021, 143, 111015. [CrossRef]
212. Банг, М.; Ким, С.; Парк, Х.; Ким, Т.; Ри, Д.; Чо, Х. Импрессионное/эффузионное охлаждение с полой цилиндрической конструкцией для аддитивного производства: влияние высоты зазора между каналами. Межд. J. Тепломассообмен. 2021, 175, 121420. [CrossRef]
213. Банг, М.; Ким, С.; Чой, С.; Зон, Х.; Чо, Х. Импинджментное/эффузионное охлаждение с помощью конструкции полого цилиндра для присадок Производство. Межд. J. Тепломассообмен. 2020, 155, 119786. [CrossRef]
214. Хан, В.; Урнер, Г. Verbundvorhaben Schadstoffe in der Luftfahrt: Untersuchungen zur Kühlung von Brennkammerelementen. Форшунгсберихт БМФТ-20 Т 9104т, 1995 г.
215. Ли, Л.; Ван, Х.; Гао, В.; Тонг, Ф.; Сан, С. Исследование характеристик ползучести охлаждаемого образца с двойной стенкой из монокристаллического сплава на основе никеля. В материалах ASME Turbo Expo, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.; Номер бумаги: GT2018-76285. [Перекрестная ссылка]
216. Эльмукашфи, Э.; Мюррей, А.; Ирландия, П.; Кокс, А. Анализ термомеханических напряжений в двухстенных системах эффузионного охлаждения. Системы. Я. Турбомах. 2020, 142, 051002. [CrossRef]
217. Лашет, Г.; Кревинкель, Р.; Хул, П.; Бон, Д. Сопряженный анализ и эффективная теплопроводность многослойных секций лопаток, охлаждаемых эффузией. Межд. J. Тепломассообмен. 2013, 57, 812–821. [Перекрестная ссылка]
218. Скамниотис, К.; Куртис, М.; Кокс, А. Многомасштабный анализ термомеханических напряжений при транспирационном охлаждении с двойными стенками Системы лопаток газовых турбин. Межд. Дж. Мех. наук. 2021, 207, 106657. [CrossRef]
219. Скамниотис, К.; Кокс, А. Минимизация напряжений в компонентах с двойными стенками, охлаждаемыми транспирацией, для высокотемпературных применений. ции. Межд. Дж. Мех. наук. 2021, 189, 105983. [CrossRef]
220. Скамниотис, К.; Кокс, А. Проектирование для защиты от сильных напряжений в сложных охлаждающих отверстиях с двойными стенками, охлаждаемых транспирацией Компоненты двигателя. Аэросп. наук. Технол. 2021, 116, 106856. [CrossRef]
221. Скамниотис, К.; Кокс, А. Термические и центробежные напряжения в изогнутых компонентах с двойными стенками, охлаждаемых транспирацией, с Термоэластичные свойства, зависящие от температуры. Межд. Дж. Структура Солидса. 2022, 234–235, 111273. [CrossRef]
222. Скамниотис, К.; Кокс, А. 2D и 3D термоупругие явления в системах транспирационного охлаждения с двойными стенками для лопаток газовых турбин и гиперзвукового полета. Аэросп. наук. Технол. 2021, 113, 106610. [CrossRef]
223. Стоукс, П.; Эккад, С. Оптимизированные конфигурации воздействия для систем охлаждения с двойными стенками. В материалах ASME Turbo Expo, Ванкувер, Британская Колумбия, Канада, 6–10 июня 2011 г. [CrossRef]
224. Пансе, С.; Эккад, С. Принудительное конвекционное охлаждение одно- и двухслойных усовершенствованных микроканалов, изготовленных аддитивным способом. Межд. J. Тепломассообмен. 2021, 168, 120881. [CrossRef]
225. Ло, Л.; Чжан, Ю.; Ван, К.; Ван, С.; Сунден, Б. О характеристиках теплопередачи охлаждающей конструкции из ламиллоя с Кривизны с различными конфигурациями ребер штифта. Межд. Дж. Нум. Methods Heat Fluid Flow 2021, 31, 1268–1394. [Перекрестная ссылка]
226. Ю, З.; Сюй, Т.; Ли, Дж.; Ма, Л.; Сюй, Т. Сравнение серии двухкамерных моделей с различными углами отверстий для повышения эффективности охлаждения. Межд. Коммун. Тепломассообмен. 2013, 44, 38–44. [Перекрестная ссылка]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Обзор

Современное состояние двухфазного несмешивающегося потока жидкости/газа Анализ переноса в радиальных центробежных насосах. Часть А: Общие соображения по поводу двухфазных потоков жидкости/газа в Центробежные насосы

Жерар Буа

Технологический институт искусств и ремесел, Университет Лилля, CNRS, ONERA, Centrale Lille, UMR CNRS 9014-LMFL-Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille-Kampé de Fériet, 59000 Лилль, Франция; gerard.bois@ensam.eu

Аннотация: Газожидкостные смеси используются во многих отраслях промышленности, например, в перерабатывающей промышленности, добыче нефти и транспортировке природного газа, глубоководной добыче и ирригации. Любой насос может перекачивать многофазные потоки. Однако настоящий документ относится к анализу переноса несмешивающихся потоков жидкости/газа в центробежных насосах, поскольку эта тема может быть более сложной задачей по сравнению с машинами с осевым потоком и машинами со смешанным потоком из-за особых массовых сил и действия плавучести, а также больших различий в плотности между фазы. В настоящем документе впервые представлены основные определения и упрощения двухфазной системы газ-жидкость. Анализ размеров знакомит с основными переменными и параметрами потока, которые используются для насосов. Объяснены основные физические аспекты движения потока в канале рабочего колеса и дано краткое описание режимов двухфазного потока в радиальных насосах. Наконец, предлагается обзор упрощенных эмпирических и полуэмпирических аналитических моделей с учетом их ограничений.

Ключевые слова: двухфазный; насосы; размерный анализ; аналитические модели

check for updates

Цитирование: Буа, Г. Современное состояние Двухфазная несмешивающаяся жидкость/газ Анализ переноса потока в радиальном направлении Центробежные насосы. Часть А: Общие сведения Соображения по поводу двухфазного режима Потоки жидкости и газа в центробежных насосах. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 16. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020016 .

Академические редакторы: Тони Артс и Родольфо Бонтемпо

Поступила: 15 декабря 2022 г.
Пересмотрено: 12 апреля 2023 г.
Принято: 25 апреля 2023 г.
Опубликовано: 10 мая 2023 г.

Копирайт: © 2023 автора. 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

Способность насосов перекачивать двухфазную смесь зависит, прежде всего, от того, образуют ли газ и жидкость однородную смесь или в какой степени две фазы разделены. Мелкие пузырьки газа, диспергированные в жидкости, можно рассматривать как квазиоднородную смесь. Предполагается, что пузырьки увлекаются потоком жидкости, но между фазами происходит некоторое проскальзывание, что может привести к дополнительным потерям.

Однако в прямом канале градиенты давления в направлении потока обычно умеренные, а поле давления во вращающемся рабочем колесе сильно влияет на распределение фаз. Газовый пузырек всегда движется в поле давления к месту наименьшего давления. Транспортировка насосами смесей с высоким содержанием газа является сложной задачей, поскольку газ и жидкость имеют тенденцию к разделению из-за большой разницы в плотности. Это может быть очень неэффективно или даже невозможно, когда разделение фаз усиливается из-за сильных градиентов давления, перпендикулярных основному направлению потока, например, в центробежных машинах по сравнению с осевыми. В зависимости от конструкции рабочего колеса входной формы (например, две радиальные лопатки или трехмерная форма лопаток) вблизи области поверхности всасывания на нагнетательной части рабочего колеса возникают разные фазовые скорости. Поскольку преобладает отрицательный градиент давления , пузырьки движутся быстрее, чем вода. Таким образом, в пространстве сразу за этой областью распределения полученной газосодержания более высокие и неравномерные. Изменение распределения давления из-за поступления воздуха особенно заметно во входной зоне рабочего колеса. Эти изменения приводят к изменению всей картины потока в рабочем колесе и вызывают снижение производительности насоса. При больших объемных долях газа пузырьковое течение становится невозможным, поскольку мелкие пузырьки имеют тенденцию сли

Machine Translated by Google

скопления (как при пробковом или пробковом течении в трубе). При скоплении газа в насосе подача может быть нарушена, и насос становится «запорным».

Капли жидкости, переносимые внутри основного потока газа, также можно считать гомогенной смесью, но здесь они не рассматриваются.

2. Двухфазные параметры для насосов Параметры,

которые обычно используются для насосов, перечислены ниже. Эти параметры выводятся из основных двухфазных определений, но с некоторыми допущениями. Все подробности приведены в Приложении A.1.

1. Газовая фракция x:

$$x = \text{мг/ мл , при условии устойчивого состояния. мг +} \quad (1)$$

2. Пустота α:

$$\alpha = \frac{QG}{QG + QL} \text{ предполагая установившееся состояние.} \quad (2)$$

3. Коэффициент скольжения между фазами SV:

$$СВ = \frac{ВГ}{ВЛ}$$

$$\text{или SV} = \frac{WG}{ВЛ} \text{ в зависимости от абсолютного или относительного кадра.} \quad (3)$$

4. Массовый поток G:

$$Г = \text{мл /A в кг/с/м2 мг +} \quad (4)$$

5. Однородная двухфазная плотность ρtp:

$$\rho tp = \alpha V \rho G + (1 \quad \alpha V) \rho L \quad (5)$$

3. Применение анализа размеров в насосах. Когда в

любой вращающейся машине присутствует двухфазная газожидкостная смесь, увеличение давления в насосе ptp можно записать как функцию нескольких переменных, перечисленных ниже: - Характерная длина насос, т. е. диаметр крыльчатки проваливается; - частота вращения n; - Расходы газа и жидкости соответственно QG и QL; - плотности газа и жидкости ρG и ρL; - кинематические вязкости газа и жидкости υG и υL; - поверхностное натяжение σ; - Ускорение гравитации.

$$ptp = F \text{ dimp, n, QL, QG, } \rho L, \rho G, \upsilon L, \upsilon G, \sigma, g \quad (6)$$

Это говорит о том, что входное давление и температура здесь не учитываются не потому, что они не являются важными параметрами, а потому, что их влияние в настоящем подходе не учитывается. Таким образом, здесь исключены эффекты кавитации, хотя они фактически относятся к категории двухфазных потоков, которые также влияют на производительность насоса, но подчиняются другой физике.

Machine Translated by Google

Если взять dimp, n и ρL (*) в качестве фундаментальных переменных, то можно определить восемь безразмерных групп и записать:

$$\frac{p_{tp}}{\rho_L((ndimp)^2)} = F'\left(\frac{Q_L}{(nd3_{имп})}, \frac{Q_G}{(nd3_{имп})}, \rho_G, /\rho_L, \frac{(nd2_{имп})}{\upsilon_L}, \frac{(nd2_{имп})}{\upsilon_G}, n\right. \left. 2dimp/g, \rho_L n\, 2d\, 3_{имп}/\sigma\right) \quad (7)$$

(*) Обратите внимание, что здесь вместо плотности смеси плотностей (которая также должна быть определена) указана плотность жидкости. Следовательно, предполагается, что жидкая фаза является основным потоком, который определяет основное результирующее

поле давления в насосе. - $nd2imp/\upsilon_{GL}$ связано с числом Рейнольдса жидкой фазы. Достигаются типичные 2×10^6, значения, что означает, что вязкие эффекты в основном сосредоточены внутри границы. слоев. Эффектами вязкости можно пренебречь по сравнению с условиями инерции.

- $nd2imp/\upsilon_G$ связано с числом Рейнольдса газовой фазы, а типичные значения близки к 1×10^5. -

$\rho_L n\, 2d\, 3imp/\sigma$ связано с числом Вебера. Типичные значения составляют около 3×10^6. Это означает, что эффекты поверхностного натяжения можно считать незначительными по сравнению с эффектами инерции жидкости.

- $\frac{г}{}$ связано с соотношением между гравитацией и центробежными силами, часто обозначаемым числом Фруда . Порядок величины составляет около 5×10^{2}. Центробежное ускорение можно считать наиболее важным по сравнению с гравитационным внутри вращающихся частей насоса. близко к 10^{3}

- $\frac{\rho_G}{\rho_L}$, если рассматривать воздушно-водяную смесь. Это говорит о том, что наиболее Как уже упоминалось, важное влияние на поле давления оказывает жидкая фаза . Обратите внимание, что в некоторых случаях этим соотношением плотности можно управлять, и им нельзя пренебрегать.

Принимая все вышеизложенные предположения и упрощения, можно написать:

$$\frac{p_{T,tp}}{\rho_L((ndimp)^2)} = F''\left(Q_L/(nd3_{имп}), \frac{\rho_G}{\rho_L}\right) \quad (8)$$

Для всех остальных членов, зависящих от другой переменной $\beta = \frac{Q_G}{К_Л}$ вводится для того, чтобы: $\frac{К_Л}{К_Г}$,

$$\alpha_B = \frac{К_Г}{Q_G + Q_L} \quad (9)$$

$$\alpha_V\,1 + \beta\,\alpha_V \quad \frac{1}{} = \frac{\beta}{1+\beta} \quad (10)$$

Следовательно, $\beta = и\ (1 \quad \alpha_V)(1+\beta) = 1.\ 1 \quad \alpha_V$ Соотношение (8) можно записать следующим образом:

$$\frac{p_{T,tp}}{\rho_L((ndimp)^2)} = F''\left((1 + \frac{Q_G}{К_Л}) \times nd3_{имп,}\, \alpha_B\right) \quad (11)$$

или:

$$\frac{p_{T,tp}}{\rho_{tp}((ndimp)^2)} = F''\left((1 + \frac{Q_G}{К_Л}) \times Q_L nd3_{имп,}\, \alpha_B\right) \quad (12)$$

$$где\ \rho_{tp} = (1 \quad \alpha)\rho_L + \alpha\rho_G \quad (13)$$

Это означает, что увеличение давления в насосе в двухфазных условиях в основном зависит от коэффициента расхода и местной газосодержания.

Обратите внимание, что локальное газосодержание может меняться внутри насоса в зависимости от коэффициента расхода. Разделение переменных, которое предлагается в этом размерном

Machine Translated by Google

анализ, таким образом, является сомнительным. В разделе 5.1 предложенный Микелевичем метод корреляции рабочих характеристик насосов при двухфазных потоках приводит к одинаковой идентификации этих двух основных параметров.

4. Представление двухфазной производительности насосов — основные физические аспекты

Исследование двухфазных течений в насосах часто сравнивают с условиями однофазной жидкости, используя паросодержание на входе насоса ε вместо локального α, которое = = (,) обычно неизвестно и является результатом того, как происходит смешение потоков развивается внутри каждого насоса с неподвижными или вращающимися частями.

Коэффициент полного напора ψT и коэффициент расхода φ вводятся следующим образом:

$$\frac{gHT}{U_2^2}\ \psi = \Phi \quad (\varphi, \alpha) \text{ для несжимаемого течения и изотермического состояния. } = = \quad (,)$$

или

$$\psi T = \frac{gHT}{U_2^2} = \Phi\ {}^{1}(\varphi,\varepsilon) \tag{14}$$

Кривые производительности насоса обычно рассматривают насос как «черный ящик».

На рис . 1 приведен пример таких кривых. (Данные Гамбоа и Прадо [1]). Напор насоса уменьшается с увеличением значения паросодержания на входе ε. Помпаж насоса соответствует началу резкого снижения напора, место которого зависит от расхода жидкости. Области газовых шлюзов связаны с постоянными значениями напора с левой стороны.

ε

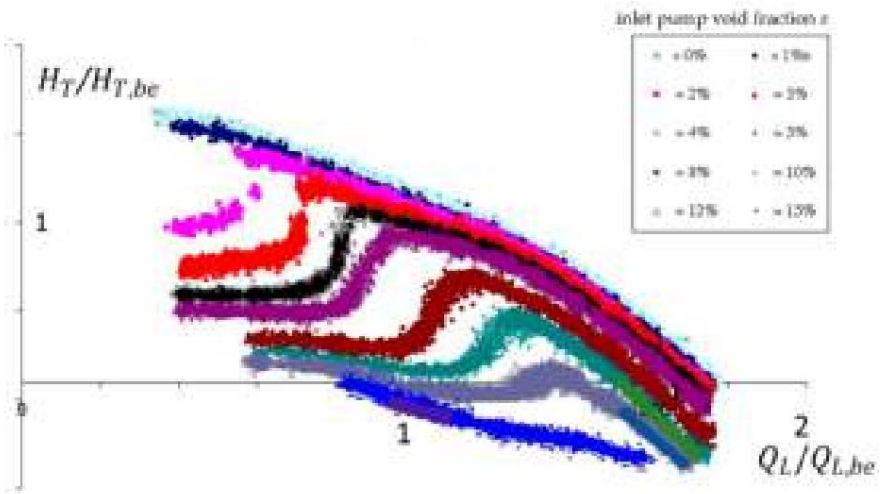


Рисунок 1. Экспериментальные результаты производительности ступени двухфазного электрического погружного насоса (ЭЦН) в точке наилучшего КПД (be). Зависимость безразмерного напора от расхода жидкости для нескольких значений газосодержания на входе ε. (Данные Гамбоа и Прадо [1]).

ε

В зависимости от конструкции насоса и рабочей точки средний объем пустот в поперечном сечении фракция α внутри насоса всегда оказывается выше входного значения ε.

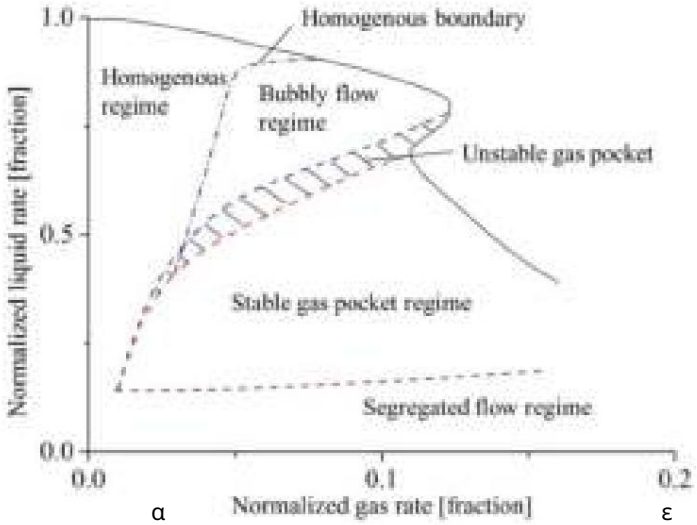
α ε

То, как изменяется расход жидкости (которая в конечном итоге подается насосом), напрямую зависит от уровня потерь внутри каналов насоса, что также связано с увеличением входного паросодержания. Эстевам и др. [2] и Барриос [3] предлагают так называемый график «двухфазного картирования» (рис. 2), чтобы показать, как скорость потока жидкости может быть связана со скоростью потока газа в сочетании со структурами потока, которые были идентифицированы несколькими авторов и описаны в следующем разделе.

4.1. Схема двухфазного потока внутри насоса

Описание и идентификация локальных режимов течения внутри насоса рассматриваются по аналогии с тем, что наблюдалось в горизонтальных или вертикальных трубах (раздел 5.2), даже если физические явления, действующие на основной поток в насосах, для труб различны (нет вращательные эффекты).

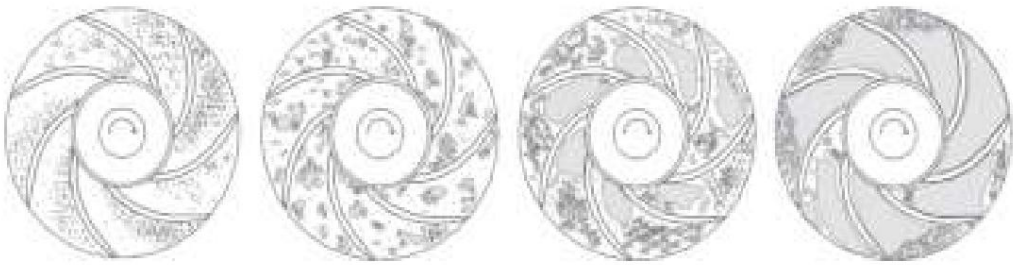
Machine Translated by Google



α ε

Рисунок 2. Пример двухфазного картирования (данные Эстевама и др. [2] и Барриоса [3] для насосов ESP.

Обнаружены четыре различных схемы потока. Резюмировано Verde et al. [4], схема
Представление каждой схемы потока показано на рисунке 3 (увеличение паросодержания на входе
слева направо). При малой газосодержащей массе на впуске режим потока представляет собой крошечный и равномерный режим течения.
диспергированные пузырьки внутри каналов рабочего колеса, как показано на рисунке 3a. В рамках этого режима
Считается, что пузырьки движутся вместе с жидкой фазой и внутри рабочего колеса (
проскальзывание между газом и жидкостью невелико).



(а) (б) (с) (г)

α ε

Рис. 3. Схема двухфазного режима течения внутри рабочего колеса при увеличении входного паросодержания (слева направо): а) пузырчатый; б – агломерат пузырчатый; (в) газовый карман; (г) разделены. (Данные от Верде и др. [4]).

По мере увеличения содержания пустот на впуске крошечные пузырьки склонны сталкиваться и объединяться, образуя более крупные. В отличие от режима пузырькового течения, проскальзывание фаз между газ и жидкость, соответствующие режиму пузырькового агломерата (показанному на рисунке 3б), не могут больше не пренебрегать. Таким образом, в зависимости от газосодержания на впуске локальная газосодержание α, при пузырьковом течении становится выше ε. Дальнейшее увеличение газосодержания на входе вызывает
более сильное столкновение и агрегирование пузырьков с образованием крупных газовых карманов, в том числе
поток агломерированных пузырьков (рис. 3b), поток газовых карманов (рис. 3c) и сегрегированный поток
(Рисунок 3г). Интенсивность ухудшения производительности насоса напрямую зависит от
Схема течения внутри рабочего колеса. Возникновение картины течения газовых карманов связано
к усилению ухудшения производительности насоса и появлению
нестабильность работы. Более того, сегрегированные схемы течения соответствуют наиболее
серьезное ухудшение производительности, из-за которого насос становится неспособным создавать давление.

Каждая схема потока обычно может быть связана с конкретной модификацией насоса.
ухудшение производительности в связи с изменением расхода жидкости. Более подробную информацию также можно найдено в обзорной статье Чжу и Чжана [5].

Эти ухудшения также зависят от конструкции насоса, соотношения расходов, скорости вращения, и входная фракция пустот. Диаметр входного пузырька здесь не учитывается. Статистический анализ

Machine Translated by Google

на основе результатов двухфазных экспериментов, выполненных на нескольких обычных центробежных насосах, близких к проектным условиям (Цзян и др. [6]), дает приблизительные оценки максимально допустимой доли входного пара, для которой внутри рабочего колеса остается справедливым предположение об однородности. Это проиллюстрировано на рисунке 4, где показаны три цветные прямые линии для малых, средних и сильных наклонов головки в зависимости от доли пустот на входе. Первые два наклона соответствуют квазиоднородной картине течения внутри канала рабочего колеса.
Сохранение такой схемы до содержания пустот на входе 7% возможно лишь в некоторых случаях (3D закрученная форма входного отверстия рабочего колеса и высокие скорости вращения).

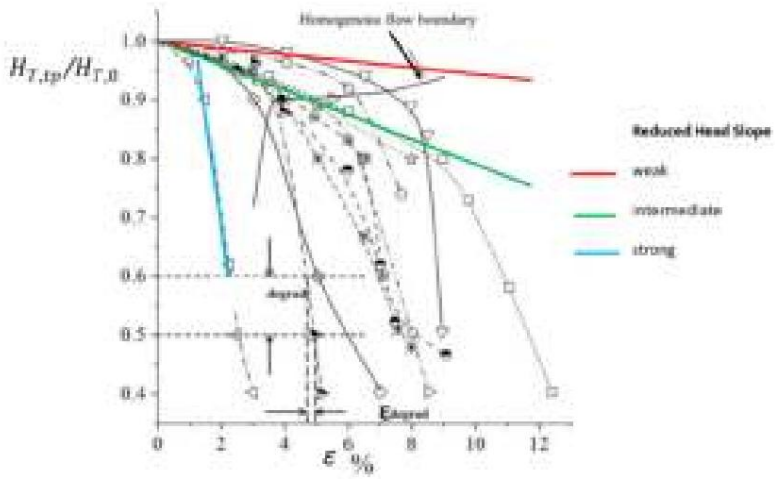


Рисунок 4. Коэффициент ухудшения напора насоса в зависимости от доли пустот на входе. Каждая кривая и символ соответствуют отдельным опубликованным результатам в проектной точке насоса от разных авторов, которые можно найти в Jiang et al. [6].

Передаточное число 50 % достигается при максимально допустимой доле пустот на входе εdegrad 11–12 % при расчетных условиях, как показано на рисунке 4. Это можно наблюдать при высоких скоростях вращения (свыше 2500 об/мин) или при большом радиусе выхода рабочего колеса. R (до U2 = 25 м/с). Однако при низких скоростях вращения и двухмерных конструкциях лопастей наблюдается более сильный наклон (синяя линия), соответствующий быстрому вращению и пробковому потоку внутри рабочего колеса или даже во впускной трубе рабочего колеса. Эти корпуса способны перекачивать только смеси с содержанием потока от 3 до 5% при том же уровне снижения напора. Это обобщено на рисунке 5.

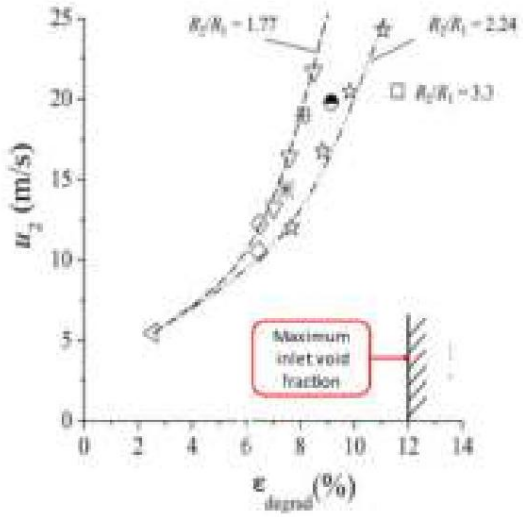


Рис. 5. Влияние скорости вращения на выходе крыльчатки на значение εdegrad. Каждая кривая и символ соответствуют отдельным опубликованным результатам в проектной точке насоса от разных авторов, которые можно найти в Jiang et al. [6].

Machine Translated by Google

4.2. Аналогия с картиной течения внутри трубы.

Картина потока, наблюдаемая на рисунке 3, часто сравнивается с картиной потока, обнаруженной в вертикальных или горизонтальных трубах, например, на рисунке 6, полученном от Бейкера [7]. Эта аналогия носит чисто описательный характер, как уже указывалось в предыдущем разделе. Однако такая картина течения должна быть обнаружена и хорошо известна на входном патрубке любого насоса, работающего на двухфазных смесях, особенно при использовании горизонтальных входных труб. В зависимости от расхода жидкости картина потока на входе насоса не всегда может представлять собой режим однородного пузырькового течения, как это часто предполагается или устанавливается для входных граничных условий.

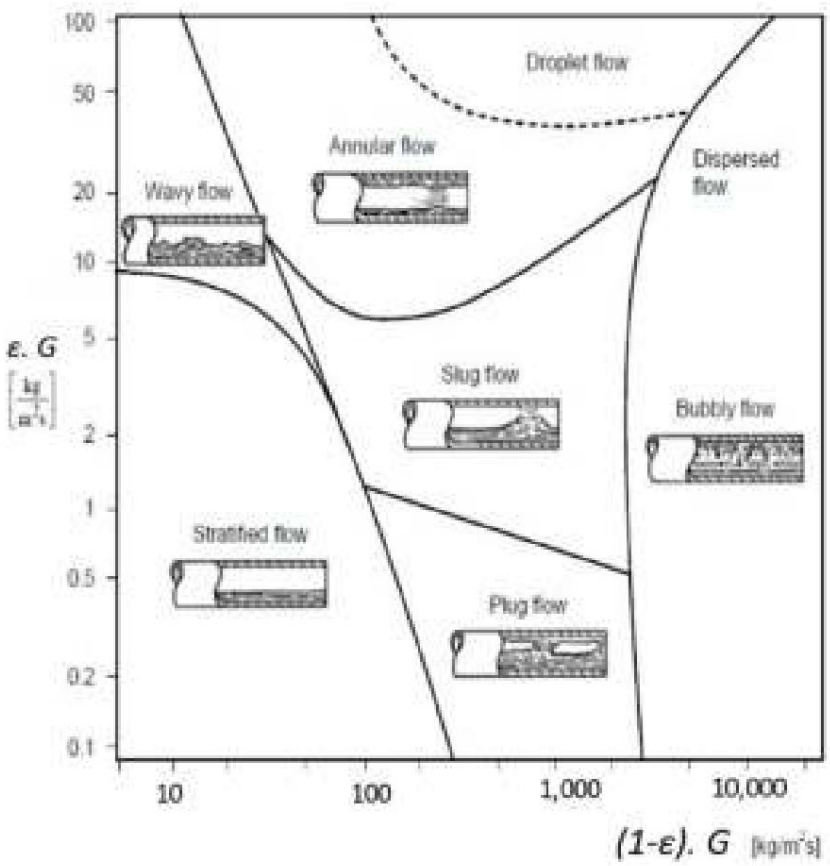


Рисунок 6. Схема двухфазного потока внутри горизонтальных труб (данные Бейкера [7]).

Для данного насоса и данного коэффициента расхода на входе расход и напор зависят от частоты вращения. Если по какой-либо причине расход становится ниже номинального , условия двухфазного потока во впускном трубопроводе могут перейти от однородного пузырькового режима к режиму пробки или даже к стратифицированному режиму. Таким образом, скорость вращения также может оказывать косвенное влияние на производительность насоса из-за изменяющейся схемы двухфазного впуска, как описано выше. Во многих экспериментальных результатах очень трудно определить, влияют ли на производительность насоса неоднородные условия на входе или изменение внутреннего содержания пустот . Шаоа и др. [8] представили анализ, связанный с этой проблемой, но он редко исследуется в открытой литературе.

4.3. Физический механизм — однофазные условия.

Рассмотрим равновесие сил, действующих на однофазную частицу, находящуюся при + 2 sin . точка M внутри прохода . . центробежного колеса. В установившихся условиях, если пренебречь касательными напряжениями и обменом импульсом между линиями тока, градиент давления равен сумме инерционных и центробежных сил, возникающих в результате поворота потока, плюс центробежных сил, обусловленных как вращением, так и силами Кориолиса.

Machine Translated by Google

Это можно выразить в плоскости между лопатками (см. рисунок 7) с использованием координат линии тока (s, n, b), где s — вдоль линии тока, n — нормаль к линии тока на поверхности между лопатками. , а b — бинормаль, перпендикулярная к s и n:

$$\frac{1}{\rho}\ \text{град}_{\text{Победить}} p = \text{Вт}\ \frac{\delta W}{\delta S}\ \text{IS} \cdot \pm \frac{\text{П2}}{\text{руб.}} \cdot \text{в}\ 2 + \omega\ \text{P}\ 2\omega\ \sin\varphi. \quad (15)$$

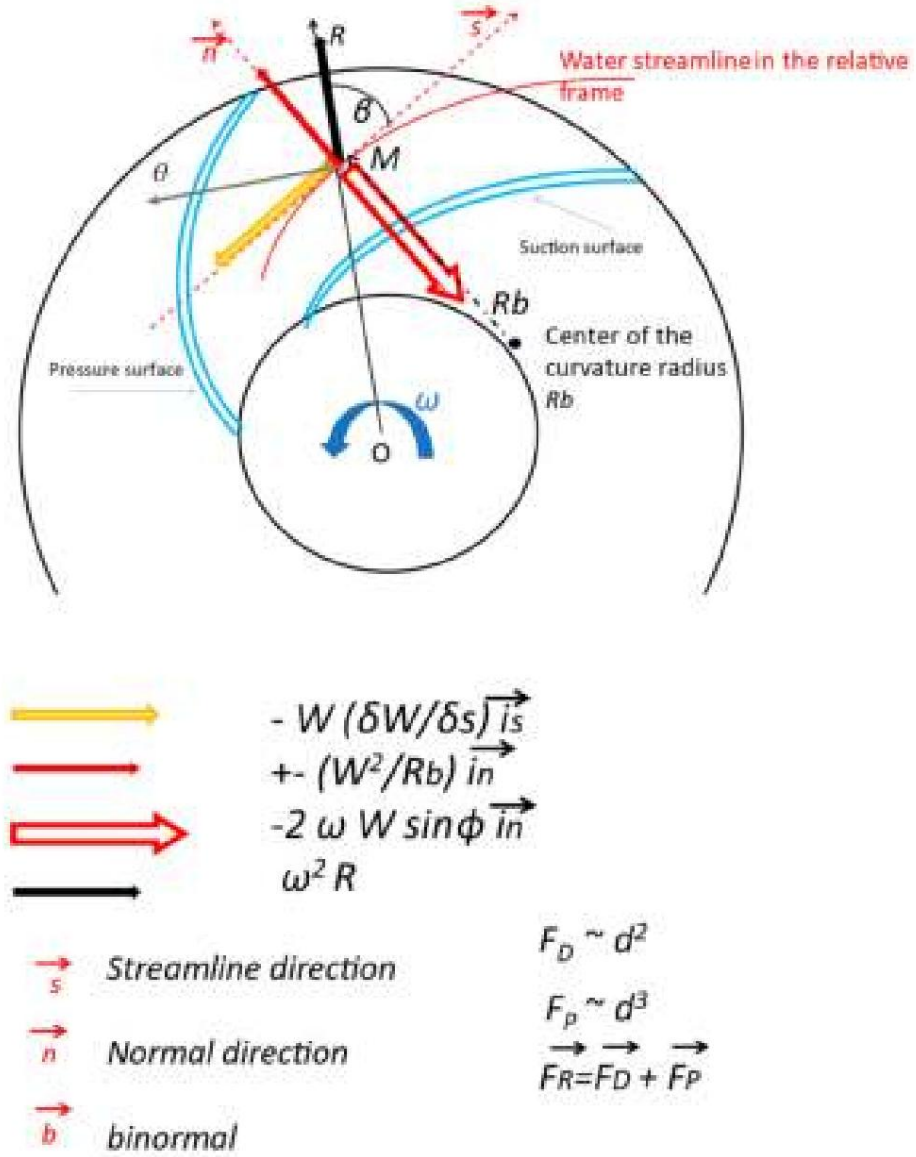


Рис. 7. Плоскость лопаток центробежного рабочего колеса с лопатками обратной стреловидности.

Члены в правой части соответственно соответствуют продольной силе инерции, центробежной силе, обусловленной кривизной, центробежной силе и силе Кориолиса. Положительный знак члена кривизны соответствует выпуклой линии тока, а отрицательный знак — вогнутой линии тока.

Учитывая конструкцию лопастей с обратной стреловидностью, радиус кривизны Rb велик, а член Кориолиса больше, чем центробежный член. Поперечный градиент давления создается при высоком давлении на стороне давления из-за силы Кориолиса.

В меридиональной плоскости, показанной на рисунке 8, где кривизна 1/Rm велика во входных областях рабочих колес, а абсолютная тангенциальная скорость мала (тангенциальная составляющая скорости нормальна к меридиональной плоскости (Z, R)), давление градиент от пелены

Machine Translated by Google

ступица уравновешивает центробежную силу за счет обтекаемой меридиональной кривизны. Баланс сил вдоль нормального направления nm приводит к:

$$\frac{\partial p}{\partial n_m} = (B_\theta^2/R)\cos\varphi \quad (B_m^2/R_m) \tag{16}$$

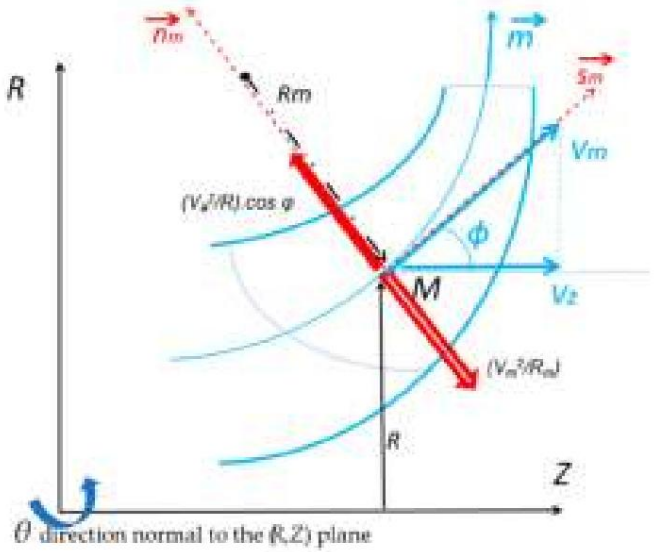


Рис. 8. Меридиональная плоскость центробежного колеса.

Следовательно, невязкий баланс сил приводит к увеличению скорости от ступицы к бандажу. Поток рабочего колеса контролируется невязкими силами во входной области, где вязкие эффекты еще не развиты. В радиальных частях рабочего колеса оба члена в правой части уравнения (16) станут малыми и будут стремиться к нулю.

4.4. Физический механизм — силы, действующие на одиночный пузырь внутри основного потока в осевой и центробежной крыльчатке.

При произвольном поле давления газовый пузырек всегда стремится быть вытолкнутым основным потоком окружающей жидкости. Этот результат связан с гидродинамическим сопротивлением FD, которое жидкость оказывает на пузырь, как показано на рисунках 9 и 10.

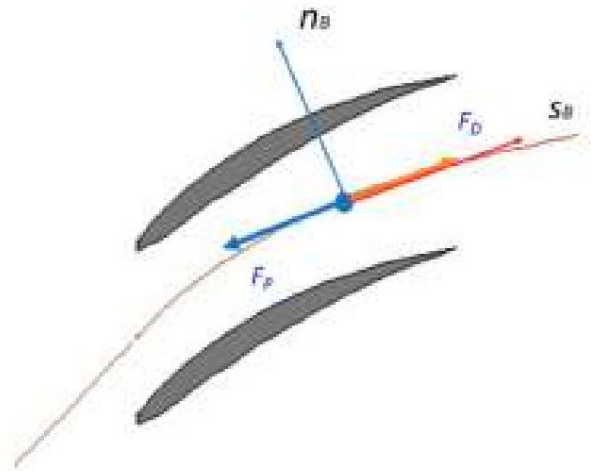


Рис. 9. Проход рабочего колеса с осевым потоком между лопатками.

Machine Translated by Google

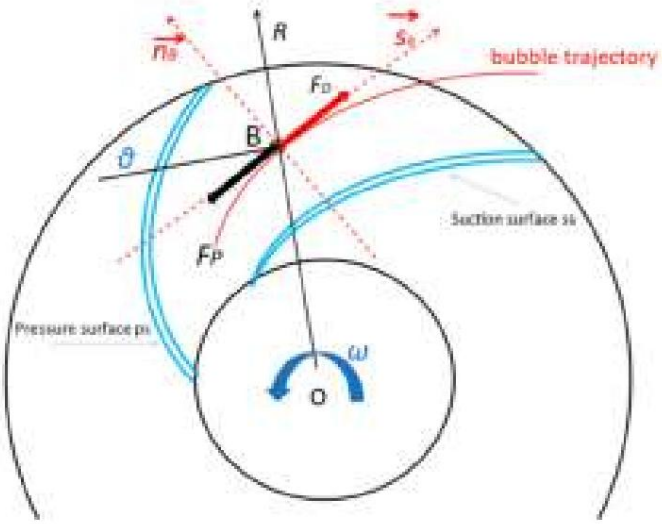


Рис. 10. Проход рабочего колеса с радиальным потоком между лопатками.

Если предположить, что на пузырь в основном влияют сила сопротивления и сила градиента давления, а также его движение, баланс сил на пузырьке в данный момент составит:

$$\frac{\text{мБ}\delta \quad \text{ВБ}}{\delta t} = \text{ФП} + \quad \text{ФД} \tag{17}$$

Левый член содержит массу пузырька, и им можно пренебречь из-за разницы плотностей пузырька и жидкости.

Следовательно, скорость газового пузырька относительно жидкости с полем давления δp , выраженным градиентом, может быть выражена следующим соотношением: δsB

$$,, \quad =1- \quad , \quad \text{загар} \quad (\text{ВЛ} \quad \text{ВГ})^{2} \quad \frac{\delta p}{\delta sB} \quad \frac{2\,\text{дБ}}{\rho Л} \quad \text{компактдиск} \tag{18}$$

где CD — коэффициент сопротивления, а дБ — диаметр пузырька. Подробную разработку можно найти в Части С. = .

В канале рабочего колеса с осевым потоком относительное замедление скорости вызывает меньший градиент давления к выходному отверстию по сравнению с радиальными машинами. Более сильный градиент давления может оказать влияние, когда траектория пузырька отклоняется от исходной. Вторичные потоки также влияют на траектории пузырьков и изменение скорости из-за комбинации меридиональной кривизны и кривизны между лопастями (Гюлих [9], глава 5). ()

Траектория газового пузыря была экспериментально и численно исследована в центробежной крыльчатке Stel et al. [10] и совсем недавно Ofuchi et al. [11]. Стел и др. [10] обнаружили, что траектории пузырьков внутри прохода рабочего колеса очень чувствительны к диаметру пузырьков. При увеличении диаметра пузырька его траектория стремится сдвинуться в сторону напора лопатки при выходе из межлопаточной второй горловины.

Линии тока жидкости и пузырьков также различаются в зависимости от межлопастного расположения. На траектории пузырьков влияют и другие факторы, такие как скорость вращения, расход и параметры конструкции рабочего колеса . Деформация пузырьков также наблюдалась с более серьезными последствиями для сопротивления и траекторий.

Однако в реальных ситуациях воздушно-жидкостная смесь содержит несколько пузырьков, которые взаимодействуют между собой и усложняют свое поведение. В зависимости от соотношения расходов на стороне нагнетания вблизи входного сечения лопатки при высоком расходе может возникнуть сильное замедление. При низком коэффициенте расхода сильное замедление происходит на стороне всасывания рабочего колеса, обычно после зоны входного горловины рабочего колеса. В обоих случаях пузырьки имеют тенденцию сливаться вместе, и может быть достигнута критическая объемная доля газа, что приводит к закупорке канала газом и ухудшению напора. Слияние пузырьков приводит к увеличению диаметра пузы

Machine Translated by Google

взаимодействие пузырей. Физический анализ, выполненный для одиночного пузырька, больше не действителен, если происходит разделение фаз. Необходимо учитывать обмен импульсом между каждой фазой и эффект коэффициента скольжения .

Наконец, обратите внимание, что сила сопротивления пропорциональна поверхности пузырька, тогда как сила давления пропорциональна объему пузырька. Если диаметр пузырька увеличивается, сила давления увеличивается быстрее, чем сила сопротивления. Таким образом, усиливается тенденция траектории каждого пузыря .

5. Упрощенные подходы к прогнозированию двухфазной производительности насосов 5.1. Полуэмпирическая корреляция

Микелевич и др. [12] разработали метод корреляции рабочих характеристик насоса в двухфазных потоках, позволяющий получить «коэффициент потери напора», который соответствует кажущейся потере напора в двухфазном режиме, разделенной на потерю напора в однофазном режиме. фазовое состояние.

Для каждой фазы разрабатываются уравнения Эйлера, позволяющие определить потерю напора из теоретический напор и реальный для двухфазных условий.

Теоретический коэффициент напора, полученный в условиях двухфазного потока, можно записать следующим образом:

$$\psi t,th,tp = 1 \quad ftp,2\varphi \tan \beta 2 \text{ при условии отсутствия тангенциальной абсолютной скорости на входе} \tag{19}$$

Вводя двухфазную функцию, a:

$$a = \frac{\alpha}{1 \quad \alpha} \cdot \frac{\rho G}{\rho Л} \tag{20}$$

ftp определяется как:

$$\phi тп = \frac{(1 + a)\ 1 + as2^{в}}{1 + асв^{2}} \tag{21}$$

Обратите внимание, что ftp = 1, когда sv = 1.

Обычно предполагается, что большая часть потерь напора обусловлена схемами двухфазного потока. в основном возникают внутри прохода рабочего колеса и в улитке, но в меньшей степени.

Общие двухфазные потери определяются как сумма потерь на трение о стенки плюс потери потока при отрыве. Потери потока при сепарации можно аппроксимировать как пропорциональные квадрату фактического расхода Qtp минус лучший КПД Qbe.

Это приводит к следующему:

$$p^{\text{ПОТЕРЯ}}_{\text{tp,сен}} = Kсеп \quad \frac{КЛ}{Qtp} \quad \frac{Кьюб}{Qtp}^{2} \quad Q^{2}_{тп} \tag{22}$$

Ksep — это константа для корреляции разделенных потерь, которую можно получить или спрогнозировать для однофазных условий.

Выражение для полной потери давления для данного насоса можно записать как:

$$p^{\text{ПОТЕРЯ}}_{т} = pt,th,tp \quad pt,tp \tag{23}$$

которое выражается как разница между двухфазным теоретическим увеличением давления в насосе pt,th,tp и фактическим увеличением давления pt,tp.

$$p^{\text{ПОТЕРЯ}}_{т} = \phi сп \quad \frac{П \cdot Л}{A2} \quad дхид \quad \frac{\rho tp}{\rho L}^{2} \quad {}^{2}\text{тп}\rho_{2}^{Л} + K' \quad \frac{1 \quad \alpha}{1 \quad \alpha + \alpha sV} \quad \frac{Кьюб}{Qtp}^{2} \quad Q^{2}_{тп} \tag{24}$$

В приведенном выше выражении первый член второго члена напрямую связан с потери давления из-за трения о стенки, а второй - из-за потерь на отрыв.

Machine Translated by Google

- fsp соответствует обычному однофазному коэффициенту трения, который зависит от числа Рейнольдса насоса и коэффициента шероховатости стенки, что можно найти на известной диаграмме Муди.
- L — приблизительная длина канала (крыльчатка или улитка).
- A – характерная площадь насоса. dhyd
- — гидравлический диаметр (крыльчатки или улитки).
- P = $\frac{1 \quad x}{1 \quad \alpha}^2$
- $\frac{КЛ}{Кьюб} = \frac{1 \quad \alpha}{1 \quad \alpha+\alpha sV}$.

Отметим, что для воздушно-жидкостной смеси и при sV = 1 x имеет порядок 10 4 при α< 30%. Следовательно, R можно аппроксимировать $R' \quad 1/(1 \quad \alpha)^2$.

Это означает, что двухфазные потери давления из-за трения могут быть изменены в 1/(1 - α) раз.

Предположим, что для данной рабочей точки насоса напор двухфазного насоса соответствует кривой сопротивления системы, так

что: $Htp = Ksp (QG + QL)^2$, что предполагает, что напор насоса пропорционален только квадрату общего объемного расхода. ставка.

Тогда его можно аппроксимировать следующим образом:

$Htp = Ksp (1 + \beta)^2 \quad ^2 = Ксп. КЛ \quad (1/(1 \quad \alpha))2 = KspQL\ 2R'$, что эквивалентно

Предыдущее соотношение QL, за исключением высоких значений содержания пустот.

Окончательное выражение соотношения голов H*, предложенное Michielewicz et al. [12], может быть записано как:

$$H = \frac{H_{LOSS\ t,tp}}{H_{LOSS\ t,sp}} = \frac{Ht,tp,th \quad Ht,tp}{Ht,sp,th \quad Ht,sp} = \left(\frac{1+a}{1+как}\right)^2 + K \quad \frac{1 \quad \alpha}{1 \quad \alpha+\alpha sV} \quad Q \quad \frac{()}{Qtp}^2 \quad Qbe / (1 \quad \alpha)(1 + a)(1 + K\ 1 \quad \frac{}{Qtp}^2) \quad (25)$$

В этом последнем соотношении K представляет собой комбинацию геометрической постоянной любого одного насоса и функции режима течения, которая напрямую зависит от α.

Таким образом, H является, главным образом, функцией газосодержания и коэффициента расхода, но также и функцией функция скорости вращения и коэффициента скольжения.

Основное предположение об этом одномерном подходе состоит в том, что каждая фаза входит в ротор под одинаковым абсолютным углом и покидает рабочее колесо под одинаковым относительным углом. Это предположение всегда можно проверить, но только тогда, когда внешние потери накачки (потери на трение диска и потери на утечку) правильно оцениваются на основе экспериментальных измерений крутящего момента (Гюлих [9]).

Чем более однороден режим течения, тем ближе относительные потери приближаются к однофазным значениям. Поэтому наличие режимов течения, отличных от гомогенного, является принципиальным определяющим фактором для прогнозирования характеристик двухфазного течения. Сюда входит проблема прогнозирования потерь из-за изменения диаметра пузырьков, агломерации пузырьков и разделения фаз с соответствующей оценкой коэффициента скольжения.

5.2. Аналитические

подходы Аналитические подходы были разработаны на основе одномерной гипотезы, рассматривающей поток

как: (а) Усредненную смесь однородного пузырькового потока. (б) Рассмотрение разделенных фаз, называемых двухфазным моделированием.

Оба подхода приводят к решению дифференциальных уравнений, позволяющих по существу определить эволюцию локального газосодержания и скорости скольжения в зависимости от расхода; следовательно, он дает более подробные характеристики потока по сравнению с полуэмпирическим подходом, представленным ранее.

Machine Translated by Google

Всю подробную разработку этих методов можно непосредственно найти в соответствующих ссылках, приведенных ниже. Однако основные определения, допущения и замыкающие соотношения, которые применяются к каждой модели, представлены в Приложении А.

(а) Моделирование одномерного двухфазного пузырькового потока

Аналитический метод был предложен Furuya et al. [13] с предположением о невязком потоке для исследования ухудшения напора из-за двухфазной накачки. Метод применяется в контрольном объеме, ограниченном двумя последовательными линиями тока, разделенными расстоянием dn, где уравнение количества движения разрабатывается, а затем интегрируется от входного к выходному сечению рабочего колеса в предположении, что траектория жидкости идентична траектории пузырьков. Простая межфазная сила вводится с использованием уравнения количества движения, примененного к пузырю.

Окончательное дифференциальное уравнение записывается следующим образом (см. Приложение Б):

$$(м_{л}^{2}/(\rho L d_{н}^{2}))\frac{\cdot}{1\,1-\alpha}\frac{\delta\alpha}{\delta s} - \left(\frac{1}{день}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) + (мГ^{\cdot 2}/(\rho G d n^{2}))((1-\alpha)/\alpha^{2})(1/\alpha)\frac{\delta\alpha}{\delta s} - \left(\frac{1}{день}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) +$$
$$0{,}5\rho Л_{(мГ/\rho G dn\alpha)}\frac{\cdot 2}{1-\alpha}\frac{\delta\alpha}{\delta s} + \left(\frac{1}{день}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) + (мл/(\rho L\, dn(1-\alpha)))^{2}\frac{\cdot}{1\,1-\alpha}\frac{\delta\alpha}{\delta s} - \left(\frac{1}{день}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) = \quad (26)$$
$$(\rho L - \rho G)(1-\alpha)r\omega 2\sin\beta\cos$$
$$\varphi - (3/8)(CD/RB)\rho L \cdot mL/(\rho L\, dn(1-\alpha)) - (mG/\rho G dn\alpha)\cdot мл/(\rho L\, dn(1-\alpha)) - (mG/\rho G dn\alpha)$$

Со следующими уравнениями сохранения массы:

$$\dot{m}tp = (\ldots мл)мГ +$$

$$\dot{m}tp = dn(1-\alpha)WL\rho tp$$

$$\dot{m}L = dn(1-\alpha)WL\rho L$$

$$\dot{м}Г = dn\alpha WG\rho G$$

Это дифференциальное уравнение содержит только одну переменную α. Все остальные величины здесь либо постоянны, либо известны как функции от s. Следовательно, если известны граничные условия на входном сечении рабочего колеса, обыкновенное дифференциальное уравнение (26) можно решить относительно α вдоль s. Как только α(s) получено, можно решить все остальные параметры. Кроме того, относительная скорость каждой фазы определяется из уравнений сохранения массы.

Сравнение с экспериментальными данными, предложенными Furuya et al. В [13] показано, что ухудшение напора в основном вызвано более высоким ускорением в жидкой фазе и замедлением в газовой фазе, чем в случае однофазных потоков. Поскольку не предлагается модель относительного угла отклонения выпускного отверстия (ни коэффициент скольжения), результаты кажутся действительными только тогда, когда пузырьки остаются в основном потоке ядра (или рядом со стороной всасывания рабочего колеса), что соответствует картинам потока, наблюдаемым в осевых и смешанных системах.

проточные машины. (б) Одномерное двухжидкостное моделирование (Минемура и др. [14])

Этот подход аналогичен подходу, предложенному Фуруей и др. [13] , но вводятся аналитические функции для потерь на трение стенки, потерь на удар, быстрого расширения, потерь на смешивание на выходе из рабочего колеса с одной стороны и коэффициента скольжения с другой стороны, чтобы определить эффективную абсолютную тангенциальную скорость, используемую для теоретической оценки напора. Это потенциально более применимо к центробежным насосам.

Кроме того, несколько моделей для коэффициента межфазного трения и коэффициента виртуальной массы.

ные методы предлагаются и в дальнейшем адаптируются при применении в реальных случаях.

Основополагающие уравнения позволяют рассчитать эффективное изменение производительности в условиях двухфазного потока, используя скорости и долю пустот, рассчитанные в условиях пузырькового потока с проскальзыванием между двумя фазами. Показано, что напор практически не зависит от диаметра пузырьков в рабочем колесе и коэффициента трения между двумя фазами для уменьшенного диапазона содержания паров (α ниже 25%), тогда как на него больше влияют различия относительной скорости на выходе, используя метод Фуруи. подход, но для более широкого диапазона α.

Machine Translated by Google

Минемура и др. [14] также представили результаты своей модели, рассматривающей эволюцию основных параметров вдоль прохода рабочего колеса центробежного насоса. Следующие рисунки 11 и 12 дают интересное представление о том, что локально должно происходить с коэффициентом скольжения, коэффициентом напора и газосодержанием внутри рабочего колеса, как, например, на рисунке 11 (для точки наилучшего КПД), а также безразмерные изменения потерь в зависимости от доли пустот на входе для двух различные коэффициенты расхода, как показано на рисунке 12.

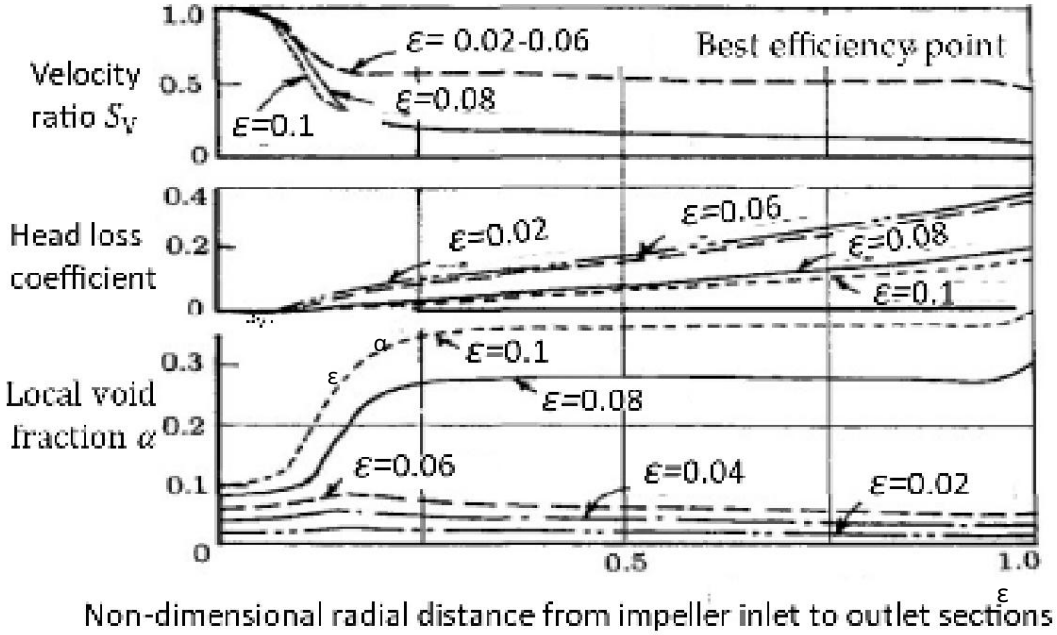


Рисунок 11. Сверху вниз: пример радиальной эволюции отношения скоростей SV, коэффициента потерь напора и газосодержания α внутри канала рабочего колеса в точке наилучшего КПД для различных значений входного газосодержания ε (данные Minemura et al. [14]]).

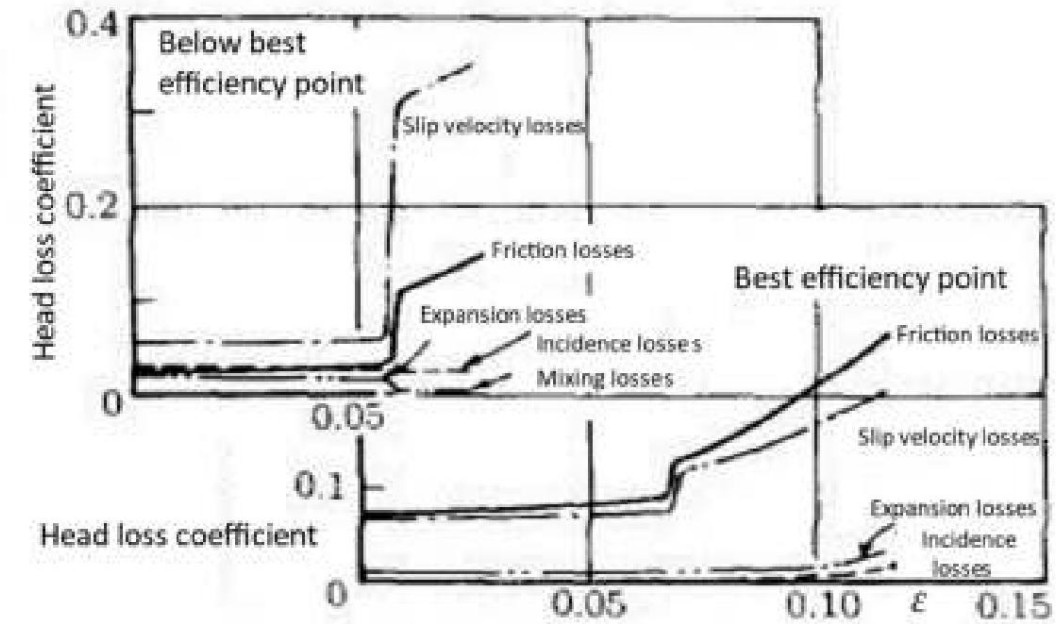


Рисунок 12. Эволюция нескольких коэффициентов потери напора в зависимости от газосодержания на входе для двух разных коэффициентов расхода: верхний рисунок: ниже точки наилучшей эффективности, нижний рисунок: точка наилучшей эффективности. (Данные Минемура и др. [14]).

На рисунке 11 газосодержание достигает максимальных значений после зоны первого горловины рабочего колеса и остается почти постоянным (примерно в три раза больше значения на входе). Значительное увеличение

Machine Translated by Google

может быть обнаружен, когда доля пустот на входе ε превышает 0,06. Также наблюдается быстрое уменьшение передаточного отношения, что соответствует увеличению коэффициента потери напора.

На рисунке 12 можно наблюдать, что потери напора на трение являются максимальными среди всех потерь и заметно возрастают вблизи состояния пробоя. Доля пустот в области выхода из рабочего колеса настолько велика, что скорость жидкой фазы намного превышает скорость газовой фазы. Все остальные потери достаточно малы для обоих расходов. Внезапное изменение эволюции кривой потерь соответствует заданному пороговому значению ε , выбранному для соответствия экспериментальным результатам. Первое резкое изменение соответствует коэффициенту пузырькового сопротивления от однородного к снарядному режиму течения, предложенному Хенчем и Джонстоном [15], а второе, от снарядного к вспененному, предложенному Зубером и Хенчем [16].

5.3. Критерии обнаружения резких скачков

Интересная модель для прогнозирования условий эксплуатации, вызывающих двухфазные помпажи насоса, предложена Барриосом и Прадо [17]. В этом подходе поверхностное натяжение и скорость вращения участвуют в определении структуры потока и прогнозировании возникновения застойных пузырьков на входе в канал. Эти две переменные не присутствовали в моделях, представленных в предыдущих разделах настоящей статьи. Эта модель зависит от двух важных переменных, а именно от размера застойного пузырька и коэффициента сопротивления пуз Корреляция размера пузырьков представлена с новой корреляцией коэффициента сопротивления как функции скорости вращения и числа Рейнольдса. Не многие авторы ссылаются на такую работу.

6. Выводы

В настоящей части А собраны основные определения двухфазного потока, обычно используемые для насосов, и различные подходы, основанные на корреляционных и одномерных моделях, которые предлагаются в открытой литературе.

Эти модели близки к точке наилучшего КПД и позволяют точно прогнозировать производительность насоса в условиях двухфазного потока, когда присутствуют однородные условия. Для нерасчетных условий и высокого содержания пустот на входе единственный способ спрогнозировать характеристики с точностью до ±20 % — это адаптировать модели межфазных потерь и угла отклонения на выходе.

Для центробежных насосов из-за сильных трехмерных эффектов одномерный подход ограничен небольшим диапазоном содержания пустот и очень зависит от размеров пузырьков, которые определяют межфазные потери. В проточных каналах радиального рабочего колеса наблюдается значительная неравномерность распределения газосодержания как в поперечном, так и в меридиональном направлениях. Это означает, что турбулентный поток и пузырьковый поток с малой пористостью могут сосуществовать в данном мес

Именно по этой причине необходим соответствующий подход 3D CFD для лучшего понимания местного потока (см. Часть С) в сочетании с локальным экспериментальным анализом, представленным в Части В.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

а	двухфазная функция, $a = \frac{(\bar{d}\,\alpha)\rho G}{\rho Л}$
А	поперечная площадь
б	Ширина выходного рабочего колеса – бинормальное направление (внутренняя система координат)
$d_{компакт-диск}$	Диаметр, зависящий от коэффициента сопротивления Рейнольдса
Д	полная производная
$ф^{X}$	функция
Г	массового потока

Machine Translated by Google

г	гравитационное ускорение напора
ЧАС	
Н*	коэффициент потери напора
ч	постоянная энтальпии
К.м	массовый расход в единицу времени
м	масса
н	направление, нормальное к s (внутренняя координата система)
н	скорость вращения
п	давление
вопрос	объемный расход
Р	радиус
р	направление радиального
с	вектора направление линии тока. (Внутренний система координат)
С В	коэффициент скольжения фаз
т	шаг лопасти, время,
ты	скорость вращения,
В	абсолютная скорость объем
Вт	относительная скорость
х	газовой фракции — качество газа в
я	осевом направлении
α	локальная газосодержащая доля, абсолютный угол потока,
β	соотношение газа и жидкости, производная
δ	относительного угла потока
ε	приращение, разница входной пустотной массы
‘	Коэффициент расхода Q , $\varphi = \frac{Q}{2\pi R2b2U2} = \frac{K}{2\pi\omega R22b\,2}$
φ	
φ	меридиональный угол
μ	динамическая вязкость
υ	кинематическая вязкость = μ / ρ
ζ	коэффициент потерь
θ	плотность в тангенциальном
ρ	направлении
ψ	коэффициент напора, $\psi = \frac{g\,H}{Ю\,22}$
η	эффективность,
ω	угловая скорость,
σ	поверхностное натяжение
Индексы	
быть	пузырь лучшей
Б	эффективности
CS	поперечное сечение
деградировать	связано с уменьшением напора на 50%.
Д	
Г	
ЧАС	тянуть газ однородный
гидр	гидравлический
имп	жидкость
л	рабочего колеса
ПОТЕРЯ	связанные с потерями
м	меридиональный
выбрать	оптимально
п	из-за градиента давления
пс	результирующая
Р	стороны давления

Machine Translated by Google

отн.	относительно жидкой фазы на
SS	стороне
сп	всасывания
т	
й	однофазный
тп	общий
в	теоретический
0	двухфазный
1	объемный относительно α =
2	0 входная секция рабочего колеса выходная секция рабочего колеса

Приложение А

Приложение А.1. Двухфазные основные определения

Следующие основные определения получены в любых каналах, в которых существуют газовая и жидкая фазы, независимо от того, разделены они или

нет. (а) Газовая фракция (или качество газа) x

$$x = мг/(мГ + мл) \quad (A1)$$

Для устойчивого состояния

$$x = \quad . мг/(... мл). мг + \quad (A2)$$

(б) Пустотная фракция

$$\alpha = \frac{ UГ}{ U_т} = UГ/(UГ + U Л) \quad (A3)$$

Если предполагается установившееся состояние, то:

$$\alpha V = QG/(QG + QL), \text{ называется объемной долей пустот.} \quad (A4)$$

β Q соответствует объемному расходу каждой фазы.

В предположении одномерного потока можно написать:

$$\alpha cs = AG/(AG + AL) \quad (A5)$$

Таким образом, αcs называется долей пустот в поперечном сечении. AG — площадь поперечного сечения φ канала, занятого газовой фазой, AL — площадь жидкой фазы. Для простоты доля пустот в поперечном сечении называется α.

Видно, что объемная доля пустот вводит понятие двух последовательных

сечения, разделенные небольшой разницей во времени t. (c)

Доля пустот в поперечном сечении

Наиболее широко используемым определением пустотной фракции является средняя пустотная доля в поперечном сечении, которая основана на относительных площадях поперечного сечения, занимаемых соответствующими фазами. Они прогнозируются с использованием нескольких типов подходов, таких

как следующие: - Однородная модель, которая предполагает, что две фазы движутся с одинаковой скоростью.
- Одномерные модели, учитывающие разные скорости двух фаз.
- Двумерные модели, включающие нормальное распределение локального газосодержания и скоростей.

- Модели, основанные на физике конкретных режимов течения.
- Эмпирические и полуэмпирические методы.

Machine Translated by Google

Приложение А.2. Однородная модель и соотношение

скоростей (а) Однородная фракция пустот

Из определения газосодержания в поперечном сечении канала зоны А средние скорости газа и жидкости VG и VL приведены ниже с использованием качества газа x и объемных расходов газа и жидкости соответственно QG. и качество жизни

$$ВГ = \frac{КГ}{Аε} = \frac{\dot{м}}{ρG}\left(\frac{x}{ε}\right) \quad (А6)$$

$$ВЛ = \frac{КЛ}{А(1 - ε)} = \frac{\dot{м}}{ρЛ}\left(\frac{1 - x}{1 - ε}\right) \quad (А7)$$

В основе однородной модели лежит предположение, что обе фазы движутся с одинаковыми скоростями. Таким образом, приравнивание приведенных выше уравнений для равных скоростей VG = VL приводит к

$$εH = \left(\frac{x}{ρG}\right)/\left(\frac{(1 - x)}{ρL} + \frac{x}{ρG}\right) \quad (А8)$$

или

$$εH = 1/\left(1 + \left(\frac{1 - x}{x}\right)(ρG/ρL)\right) \quad (А9)$$

Модель однородного газосодержания достаточно точна для ограниченных случаев. Наилучшие совпадения достигаются для пузырьковых и дисперсных капель или потоков тумана. Отметим, что для пузырькового течения сплошной фазой является жидкость, а уносящей – газ. Для потока тумана непрерывной фазой является газ, а увлеченной фазой — вода.

При приближении к критическому давлению данной смеси разница плотностей каждой фазы исчезает. Модель однородного газосодержания также справедлива при очень больших массовых скоростях и высоком качестве пара. (б) Отношение

скоростей: SV.

Отношение скоростей — это концепция, используемая в моделях разделенного потока, где предполагается, что две фазы движутся с двумя разными скоростями VG и VL. Его также часто называют коэффициентом скольжения. При этом разрыва между скоростями фаз физически существовать не может, поскольку на границе раздела обеих фаз образуется пограничный слой. Для простоты коэффициент скольжения описывает относительные средние скорости сосуществующих фаз.

$$СВ = ВГ/ВЛ \quad (А10)$$

$$Тогда\ ε = 1/\left(1 + \frac{1 - x}{x}\ СВ\ \frac{ρG}{ρЛ}\right)$$

$$и\ x = \frac{1}{1 + \frac{1 - ε}{ε}\left(\frac{ρL}{ρG}\right)SV}$$

$$СВ = \frac{1 - ε}{ε}\ \frac{x}{1 - x}\ (ρL/ρG)$$

При равных скоростях выражение ε возвращается к тому же выражению, полученному для выражения однородной модели.

Величина соотношения скоростей зависит от конфигурации смеси. Для восходящих и горизонтальных спутных потоков VG почти всегда больше, чем VL. Для вертикальных нисходящих потоков VG может быть меньше VL из-за эффектов силы тяжести. В открытой литературе для определения коэффициента скольжения были предложены многочисленные аналитические модели и эмпирические корреляции .

(c) Массовый поток G.

Machine Translated by Google

$$\Gamma = м/\dot{A} \tag{A11}$$

(г) Однородная двухфазная плотность ρtp

$$\rho tp = \alpha V\rho G + (1 \quad \alpha V)\rho L = \rho L + \frac{1}{1/(\ )x\ \rho L(\rho G \quad \rho L)x\ \rho G}\ \rho L \tag{A12}$$

Приложение Б.

Аналитический метод был предложен Фуруей [13] в 1985 году с предположением о невязком потоке для исследования снижения напора из-за двухфазной откачки. Метод применялся в контрольном объеме, где уравнение количества движения разрабатывалось, а затем интегрировалось от входного до выходного сечения рабочего колеса, предполагая, что траектория жидкости идентична траектории пузырьков (здесь обозначено индексом G), так что контрольный объем ограничен двумя последовательные линии тока, разделенные расстоянием dn по нормали к s. У одного есть:

$$(1 \quad \alpha)\rho LWL\cdot\delta WL/\delta s + \alpha\rho GWG\cdot\delta WG/\delta s = (\rho L(1 \quad \alpha) + \alpha\rho G)R\omega^{2} \quad \delta p/\delta s \tag{A13}$$

Уравнение (13) можно записать как:

$$(\delta/\delta s)\ \frac{(1 \quad \alpha)\rho LW2 + \lambda}{2}\ \frac{\rho G\alpha W2\ \Gamma}{}\ (\alpha\rho G + (1 \quad \alpha)\rho L)\cdot\ \frac{(r\omega)^{2}}{2} + p$$
$$+ \rho L(W2_{л}\ (r\omega)^{2})/2 \quad \rho G(W^{2}_{\Gamma} \quad (r\omega)^{2})/2\ (\ \frac{\delta\alpha}{\delta s}\ ) = 0. \tag{A14}$$

Это соотношение явно показывает производную газосодержания α от s и наличие разницы между двухфазными скоростями. Эта опция позволяет иметь разные относительные скорости на выходе между каждой фазой. Это главным образом объясняет уменьшение напора в двухфазном режиме из-за различных абсолютных тангенциальных скоростей каждой фазы по сравнению с однофазными условиями. Эффектами конденсации и сжимаемости для простоты пренебрегаем, так что плотность каждой фазы остается постоянной. Внешняя сила, действующая на контрольный объем, считается равной радиальной силе и силе давления, как показано на рисунке 9.

Его можно встроить между впускной (индекс 1) и выпускной (нижний индекс 2) секциями рабочего колеса, при условии, что все величины изменяются вдоль линии тока. Оно эквивалентно уравнению Бернулли, записанному в относительной системе отсчета. Это приводит к следующему уравнению, применяемому вдоль линии тока для устойчивого состояния:

$$\frac{(1 \quad \alpha 2)\rho L(W2\ 2L \quad U2\ 2\ )}{2}\ 2\ ) + + p2\ \frac{\alpha 2\rho G(W2\ 2G \quad U2}{2} \qquad \frac{(1 \quad \alpha 1)\rho L(W2\ 1L \quad U2\ 1\ )}{2}\ \alpha 1\rho G(W2\ 1G \quad U2\ 1\ )}{2} + + p1 +$$
$$^{2}_{1}\ \frac{\rho L(W2\ L \quad U2\ )}{2}\ \frac{\rho G(W2\ G \quad U2\ )}{2}\ \cdot\ \frac{\delta\alpha}{\delta s}\ \cdot дс = 0 \tag{A15}$$

Разницу (p2 p1) можно заменить, используя двухфазный общий напор, определяемый как:

$$Ht.tp = \frac{p2 \quad p1}{g\rho_{tp}} + \frac{B^{2\,2}_{Л2} \quad B_{Л1}\cdot(1 \quad x)}{2г} + \frac{B^{2\,2}_{G2} \quad B_{Г1}\cdot x}{2г} \tag{A16}$$

С:

$$\rho^{*}_{тп} = мтп/(QL + QG),$$
$$QL = dn(1 \quad \alpha)WL,$$
$$QG = dn\alpha WG$$
$$x = \frac{}{(мГ/\cdot mtp)}.$$

Обратите внимание, что:

$$\rho_{тп} = \rho tp = (1 \quad \alpha)\rho L + \alpha\rho G, \text{ когда } WL = WG$$

Machine Translated by Google

Вводя общий напор каждой фазы, увеличивайте Ht,G и Ht,L как:

$$Ht,G = \frac{p2 \quad p1}{g\rho G} + (V_{G2}^{2} \quad B_{Г1}^{2})/2г \tag{A17}$$

$$Ht,L = \frac{p2 \quad p1}{g\rho L} + (V_{Л2}^{2} \quad B_{Л1}^{2})/2г \tag{A18}$$

Двухфазное увеличение напора между впускной и выпускной секциями рабочего колеса можно записать как:

$$Ht,tp = (\quad Ht,L \ldots mG)/ . мл + \quad Ht,G\ мтп \tag{A19}$$

и приводит к окончательному выражению, приведенному ниже:

$$Ht,tp = \quad H_{W,L_{сп}} \quad HW,2 \quad Hs \quad H\alpha \tag{A20}$$

с:

$$H_{W,L_{сп}} = (1 \quad x)\cdot \frac{B_{У,2Л}^{сп\ сп} \quad B_{U,1L}}{г} \quad \frac{сп\ сп\ x\ B_{У2,Г} \quad B_{У,1Г}}{г} \tag{A21}$$

$H_{W,L_{сп}}$ отличается от Hsp, определенного в разделе 5.1. Это лишь отражает то, что абсолютные тангенциальные скорости на выходе из рабочего колеса различны для каждой фазы, например, для структуры струи и следа для однофазных условий. Это неявно предполагает, что каждая фаза хорошо разделена, что обычно является условием, получаемым для высоких долей пустот. Сравнение с экспериментальными данными выглядит лучше для долей пустот более 30% и для осевых насосов

смешанного потока. HW,2 представляет собой изменение относительной скорости фазы на выходе насоса, вызванное состоянием двухфазного потока:

$$HW,2 = c \quad \frac{(1 \quad x)U2 \quad VU,2L\ xU2 \quad VU,2G}{VU,2 = V} \quad + \quad \frac{}{gg} \quad {}_{U,2}^{сп} \quad VU,2 \tag{A22}$$

Hs связана со скоростью скольжения между жидкой и газовой фазами:

$$\begin{aligned} Hs = (1 \quad x)\ \alpha 2 \quad & \frac{П2,Г}{П2,Л} \quad 2,L \quad U2\ \frac{W2}{2} \quad 1\cdot \quad \alpha 1\ 2g \quad \frac{П1,Г}{W1,Л} \quad 1\cdot \frac{W2\ 1,L \quad U2}{1\ 2g} \quad + \\ x(1 - \alpha 2) \quad & \frac{П2,Л}{П2,Г} \quad 1\cdot \frac{W2\ 2,G \quad U2\ 2,G}{2г} \quad + (1 \quad \alpha 1) \quad \frac{W1,Л}{П1,Г} \quad 1\cdot \frac{W2\ 1,G \quad U2\ 1,G}{2г} \end{aligned} \tag{A23}$$

Hα обусловлен изменением газосодержания вдоль протока между лопатками.

$$H\alpha = (1/g\rho tp) \quad {}_{1}^{2} \quad \frac{\rho Л\ W2 \quad U2}{Л\ 2} \quad \frac{\rho G\ W2 \quad Г \quad U2}{2} \quad \frac{\delta\alpha}{\delta s} \quad \cdot дс \tag{A24}$$

Наконец, уравнение (A19) можно записать следующим образом, введя приведенную выше систему уравнений

$$\frac{Ht,tp}{H_{W,L_{t,sp}}} = 1 \quad (\quad HW,2 + \quad HS + \quad H\alpha)/ \quad H \quad {}_{т,сп}^{Вт\cdot Л} \tag{A25}$$

Для расчета всех величин правых членов уравнения (A24) необходимо знать эволюцию относительных скоростей как жидкой, так и газовой фаз, а также долю пустот на пути канала рабочего колеса.

По мнению Хенча и Джонстона [13], добавление аналитической модели потерь для пузыря предлагается с использованием уравнения количества движения .

Уравнение количества движения, примененное к газовому пузырю, имеет следующий вид:

$$\rho GWG \quad \frac{DWG}{Дт} \quad = \rho GWG \quad \frac{\delta WG}{\delta t} \quad + РГ \quad \frac{\delta WG}{\delta s} \quad = \quad Фс \tag{A26}$$

Machine Translated by Google

Это приводит к введению всех сил Fs , действующих на пузырь, перечисленных ниже:

Сила давления: VG( );$\frac{\delta p}{\delta s}$

Центробежная сила: ρGVGrω2 sin βcos φ;

Сила сопротивления: CDρL(WL WG)· |WL WG|πR^{2} Б ;

Виртуальная массовая сила: 0,5ρLVG($\frac{\delta WG}{}$ + РГ δt $\frac{\delta WG}{\delta s}$ $\frac{\delta WL}{}$ WL δt $\frac{\delta WL}{\delta s}$).

Объединив все предыдущие соотношения, если форма пузыря соответствует сфере, можно получить следующее уравнение, которое можно использовать для исключения члена δp/δs в уравнении (A11).

$$\rho GWG + \theta,5\rho LWG\ \rho GVGr\omega 2\ \frac{\delta WG}{\delta s}\ \text{ВЛ}\ \frac{\delta WL}{\delta s} = \frac{\delta p}{\delta s} + \sin\beta\cos\varphi + (\ \ )\rho L(\ \ )(WL\ \ WG)\,|WL\ \ WG| \quad \text{(A27)}$$

Значение CD зависит от числа Рейнольдса пузырька.

Окончательное дифференциальное уравнение:

$$(\text{мл}\ \ ^{2}/(\rho Ld\ ^{2}_{\text{н}}))\ \ \frac{}{1\ 1\ \ \alpha}\ \ \frac{}{1}\ \ \frac{\delta\alpha}{\delta s}\ 1\ \ (\ )(\ ) + (\text{mG}\ d\text{n}\ \delta s\ \ ^{2}/(\rho Gd\ \dot{n}\ ^{2}))((1\ \ \alpha)/\alpha\ \ ^{2})\ (1/\alpha)\ \ \frac{\delta\alpha}{\delta s}\ 1\ \ (\ )(\ ) + d\text{n}\ \frac{\delta dn}{\delta s}$$

$$0,5\rho\text{Л}\ \ (\text{мГ}/\rho Gd\text{n}\alpha)\ \ \frac{}{1\ \alpha}\ \ \frac{\delta\alpha}{\delta s} + (\ \frac{1}{\text{день}}\ (\ ) + \frac{\delta dn}{(\text{mL}/(\rho L\ dn(1\ \ \alpha)))\ \delta s}\ \ \frac{}{1\ 1\ \ \alpha}\ \ \frac{\delta\alpha}{\delta s}\ -\ (\ \frac{1}{\text{день}}\ (\ ) = \frac{\delta dn}{\delta s}\ ) \quad \text{(A28)}$$

$$(\rho L\ \ \rho G)(1\ \ \alpha)r\omega 2\ \sin\beta\cos\varphi$$

$$(3/8)(CD/RB)\rho L\ .\ mL/(\rho L\ dn(1\ \ \alpha))\ \ (mG/\rho Gd\text{n}\alpha)\ .\ \text{мл}/(\rho L\ dn(1\ \ \alpha))\ \ (mG/\rho Gd\text{n}\alpha)$$

Со следующими уравнениями сохранения массы:

$$\dot{m}tp = (\ \ldots\ \text{мл})\ \text{мГ} +$$

$$\dot{m}tp = dn(1\ \ \alpha)WL\rho tp$$

$$\dot{m}L = dn(1\ \ \alpha)WL\rho L$$

$$\dot{m}\text{Г} = dn\alpha WG\rho G$$

Ссылки

1. Гамбоа, Г.; Прадо, М. Экспериментальное исследование двухфазной работы ступени электрического погружного насоса. SPE Prod. Опер. 2012, 27, 414–421. [Перекрестная ссылка]
2. Эстевам В.; Франция, ФА; Альханати, Ф.Дж.С. Составление карты производительности центробежных насосов в двухфазных условиях. В материалах 17-го Конгресса машиностроения, COBEM 2003, Сан-Паулу, Бразилия, 10–14 ноября 2003 г.
3. Барриос, Л. Визуализация многофазных характеристик внутри погружного электрического насоса. доктор философии Диссертация, Университет Талсы, Талса, Оклахома, США, 2007 г.
4. Верде, В.М.; Биазусси, JL; Сассим, Северная Каролина; Баннварт, А.С. Экспериментальное исследование режимов двухфазного течения газа и жидкости в рабочие колеса центробежных насосов. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2017, 85, 37–51. [Перекрестная ссылка]
5. Чжу, З.Дж.; Чжан, штаб-квартира. Обзор экспериментов и моделирование газожидкостного потока в электрических погружных насосах. Энергии 2018, 11, 180. [CrossRef]
6. Цзян, К.; Хэн Лю, Х.; Чжан, В.; Буа, Г.; Си, К. Обзор конструктивных особенностей центробежного насоса для работы с входящими двухфазными газожидкостными потоками. Энергетика 2019, 12, 1078. [CrossRef]
7. Бейкер О. Проектирование трубопроводов для одновременной подачи нефти и газа. Нефть Газ Дж. 1954, 26.
8. Шаоа, К.; Лия, К.; Чжоуа Дж. Экспериментальное исследование режимов течения и внешних характеристик центробежного насоса, транспортирующего газожидкостные двухфазные смеси. Межд. J. Поток теплоносителя 2018, 71, 460–469. [Перекрестная ссылка]
9. Гулих, Дж. Ф. Центробежные насосы; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2010 г.; ISBN 978-3-642-12823-3. [Перекрестная ссылка]
10. Стел, Х.; Офучи, Э.М.; Сабино, RHG; Анкадзима, ФК; Бертольди, Д.; Нето А.М., М.; Моралес Р.Э., М. Исследование движения Пузырьки в крыльчатке центробежного насоса. ASME J. Fluids Eng. 2018, 141, 031203. [CrossRef]
11. Офучи, Э.М.; Сильва, HLV; Бертольди, Д.; Мансилла, Э.; Стел, Х.; Моралес, REM Исследование движения пузырьков в центробежном роторе основан на визуализации во вращающейся системе отсчета. хим. англ. наук. 2022, 259, 117829. [CrossRef]
12. Микелевич Ю.; Гордон Уилсон, Д.; Чан, Т.; Голдфинч А. Метод корреляции характеристик центробежной накачки Двухфазный поток. Дж. Жидкости Eng. Пер. АСМЭ 1978, 100, 395–409. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

13. Фуруя О. Аналитическая модель для прогнозирования производительности насоса с двухфазным (неконденсируемым) потоком. Дж. Жидкости Eng. Пер. АСМЭ 1985, 107, 139–147. [Перекрестная ссылка]

14. Минемура, К. Прогнозирование характеристик двухфазного потока воздух-вода центробежного насоса на основе одномерной модели двух жидкостей. ASME J. Fluid Eng. 1998, 120, 327–334. [Перекрестная ссылка]

15. Хенч, Дж. Э.; Джонстон, Дж. П. Характеристики двумерного диффузора с дозвуковым двухфазным потоком воздуха и воды. ASME J. Базовый англ. 1972, 94, 105–121. [Перекрестная ссылка]

16. Зубер Н.; Хенч, Дж. Э. Стационарное состояние и нестационарная доля пустот в барботажных системах и их эксплуатационные пределы. (Часть I, Стационарная работа); Технический отчет №62GL100; General Electric Co.: Бостон, Массачусетс, США, 1962 г.; 334с.

17. Барриос, Л.; Прадо, М.Г. Экспериментальная визуализация двухфазного потока внутри ступени погружного электрического насоса. АСМЭ Дж. Энергетический ресурс. Технол. 2011, 133, 042901. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Обзор

Современное состояние двухфазного несмешивающегося потока жидкости/газа Транспортный анализ в радиальных центробежных насосах. Часть C: CFD Подходы с акцентом на улучшенные модели

Маркус Хундсхаген и Ромуальд Шкода *

Кафедра гидравлического оборудования, Рурский университет, Бохум, Universitätsstr. 150, 44801 Бохум, Германия; markus.hundshagen@ruhr-uni-bochum.de * Адрес для переписки: romuald.skoda@ruhr-uni-bochum.de

Аннотация: Прогнозирование производительности насоса и обеспечение эксплуатационной надежности в двухфазных условиях является основной целью трехмерного (3D) вычислительного гидродинамического (CFD) анализа потоков жидкости/газа радиальных центробежных насосов. Следовательно, методы 3D CFD все чаще применяются к таким потокам в научных кругах и промышленности. CFD-анализ потоков жидкости/газа в насосах требует тщательного выбора подмоделей из нескольких областей CFD, таких как двухфазное моделирование и моделирование турбулентности, а также высококачественное создание сетки сложной геометрии. В этой статье представлен обзор текущих стратегий моделирования CFD, а также недавний прогресс в двухфазном моделировании. Особое внимание уделяется различным подходам к диспергированному пузырьковому потоку и когерентным скоплениям газа. Для областей дисперсного пузырькового течения обсуждаются двухжидкостные модели Эйлера-Эйлера, включая модели баланса населения и модели взаимодействия пузырьков. Для когерентного течения газовых карманов, по существу, применяются методы определения объема жидкости на границе раздела фаз. Предлагается гибридная модель, т.е. комбинация модели Эйлера -Эйлера двух жидкостей со свойствами захвата границы раздела, предсказывающая режимы пузырькового течения, а также режимы с когерентными газовыми карманами. Подчеркивается важность рассмотрения масштабно-разрешающих моделей турбулентности для сильно нестационарных областей двухфазного течения.

Ключевые слова: центробежные насосы; транспорт жидкости/газа; вычислительная гидродинамика; многофазное моделирование; масштабно-адаптивное моделирование; моделирование баланса населения

check for updates

Цитирование: Хундсхаген, М.; Шкода, Р. Современное состояние двухфазной системы Анализ переноса потока несмешивающейся жидкости/газа в радиальных центробежных насосах. Часть C: Подходы CFD с упором на улучшенные модели. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 15. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020015

Академические редакторы: Тони Артс и Родольфо Бонтемпо

Поступила: 15 декабря 2022 г.
Пересмотрено: 11 апреля 2023 г.
Принято: 18 апреля 2023 г.
Опубликовано: 4 мая 2023 г.

Копирайт: © 2023 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 различных промышленных и технических применениях встречается смесь жидкости и неконденсируемого газа, например воздуха. Центробежные насосы, предназначенные для транспортировки однофазных жидкостей, часто требуются для транспортировки двухфазных смесей. Применение двухфазных насосов можно найти на атомных [1] и геотермальных [2] электростанциях, в целлюлозно-бумажной промышленности [3] или в нефтяной промышленности для механизированной добычи [4]. Даже небольшая загрузка газа может существенно нарушить транспортировку и даже вызвать поломку головки насоса [5]. Как подробно обсуждается в части A данной серии обзорных статей, падение напора насоса связано с отрывом воздуха и воды в лопаточных ка В насосах с высокими удельными скоростями, а именно в осевых и смешанных насосах, действие силы Кориолиса направлено от бандажа к ступице [9]. Таким образом, в каналах лопаток усиливается вторичный поток , что в некоторой степени противодействует разделению фаз. В кольцевых насосах сила Кориолиса действует в направлении напорной стороны лопатки . В результате возникают градиенты давления в направлении поперечного потока. Поскольку плотности жидкости и газа значительно различаются, градиенты давления приводят к проскальзыванию между фазами, и газ имеет тенденцию скапливаться на стороне всасывания лопатки, особенно в условиях частичной нагрузки, когда падение потока на задней кромке лопатки велико [10].

Хотя принципиальной разницы во взаимодействии массовых сил в жидкости и градиентов давления, что в конечном итоге приводит к сегрегации фаз, влияние на сегрегацию значительно более выражено для кольцевых насосов из-за

Machine Translated by Google

направление сил Кориолиса. Таким образом, данный обзор методов CFD по существу ограничивается этим типом насосов, за некоторыми исключениями. В разделе 2 представлен обзор методов CFD . В отличие, например, от обзора Чжу и Чжана [11], в которых представлен довольно широкий обзор методов 3D-моделирования погружных насосов, мы существенно концентрируемся на аспектах многофазного моделирования. Раздел 2 начинается с физического обоснования модельных предположений, полученных в результате экспериментов с высокой точностью. На основании экспериментальных наблюдений можно выделить две основные ветви многофазных моделей: метод двух жидкостей Эйлера-Эйлера (EE2F), с одной стороны, и метод объема жидкости (VoF) - с другой. . Современное состояние и ограничения обоих подходов представлены в разделах 2.2 и 2.3 вместе с примерами результатов из литературы. Важно отметить, что здесь опущена кавитация с точки зрения быстрого изменения фазы. Хотя кавитация и простой транспорт газовой фазы в жидкости тесно связаны с физической точки зрения [12–15], подходы к моделированию все еще разделены, поэтому мы ограничимся обзором последнего . Обсуждение кавитации в кольцевых насосах приведено в других источниках, например в работах [12]. [16–23].

2. Обзор методов CFD для многофазного потока в насосах 2.1. Физические рассуждения

Мы начнем наш обзор с важных наблюдений из экспериментов. Современные оптические [24–27], гамма- [28–31] и рентгеновские [32] экспериментальные методы позволяют получить детальное представление о полях многофазного потока во вращающихся системах. На основе поля многофазного потока, а также характеристик падения напора, несколько авторов [4,24–27,33–38] составляют карты производительности транспортировки смеси. В зависимости от рабочей точки и воздушной нагрузки Mansour et al. В работах [24–27] наблюдался переход от пузырькового течения к установившимся скоплениям воздуха в лопаточном канале и была введена категоризация с точки зрения карт режимов течения. Четыре различных режима потока проиллюстрированы на карте производительности напора насоса, показанной на рисунке 1 для полуоткрытого рабочего колеса.

Примечательно, что для закрытого рабочего колеса, как исследовали Мансур и др. [24,25] наблюдался пятый режим с точки зрения режимов сегрегированного потока, когда воздушный карман прикреплен по всей длине лопасти. Этот режим сегрегированного потока отсутствует в полуоткрытом рабочем колесе из-за сильного эффекта перемешивания, который смывает части прикрепленных воздушных карманов.

Режимы потока в полуоткрытых рабочих колесах можно резюмировать следующим образом: 1.

Пузырьковый поток: пузырьки воздуха рассеяны по всему рабочему колесу.

2. Поток агломерированных пузырьков: пузырьки воздуха начинают скапливаться в небольшие скопления пузырьков.

3. Переменный поток карманов: крайне нестационарные воздушные карманы сильно различающихся размеров и расположения появляются на лопастях рабочего колеса, но не расположены на каждой лопатке.

4. Карманный поток: стабильные и устойчивые воздушные карманы расположены на стороне всасывания каждой лопасти.

Различные режимы течения предъявляют различные требования к методу моделирования. Например , прямое разрешение всех границ раздела фаз в режиме пузырькового течения (1), когда в жидкости диспергировано множество отдельных пузырьков, связано с огромными вычислительными затратами. Таким образом, подход с использованием однородной смеси с рассмотрением отдельных пузырьков в подсеточном масштабе более эффективен при наличии небольших межфазных масштабов с точки зрения пузырьков, и соответствующие исследования обобщены в разделе 2.2.

С другой стороны, в режиме карманного течения (4) присутствует большой когерентный воздушный режим, и предположения о гомогенном подходе смеси нарушаются. Вместо этого более подходящим может быть резкое разрешение фазового интерфейса, например, с помощью схемы VoF . Соответствующие исследования рассмотрены в разделе 2.3. Между ними в режимах (2) и (3) наблюдается переход морфологии фаз внутри рабочего колеса. Более того, даже когда в канале лопатки развился режим карманного течения (4), в то же время может присутствовать пузырьковый поток, например, во всасывающем патрубке. Из-за этих различных режимов потока, присутствующих в насосе, можно сделать вывод, что переход морфологии фазы от пузырькового потока к когерентным скоплениям воздуха должен быть зафиксиро

Это требует гибридного подхода, который кратко изложен в разделе 2.4.

Дальнейшее экспериментальное наблюдение соответствует сильно нестационарным войдным областям, описанным, например, в [12]. [24–27,39–44]. Как обсуждалось выше, чередующиеся нестационарные

Machine Translated by Google

карманы присутствуют в переходной зоне между пузырьковым и карманным режимами течения. Даже по своей сути устойчивые прилегающие области пустот в режиме карманного течения демонстрируют нестационарные следы, о чем пойдет речь в разделе 4. Это наблюдение следует принять во внимание разумными моделями турбулентности. Для сильно нестационарного потока достоверность усреднения Рейнольдса может быть поставлена под сомнение, а модели разрешения в масштабе турбулентности могут оказаться более неэффективными. точный. Поэтому краткий обзор моделирования потока насоса с разрешением в масштабе турбулентности предусмотрено в разделе 2.5.

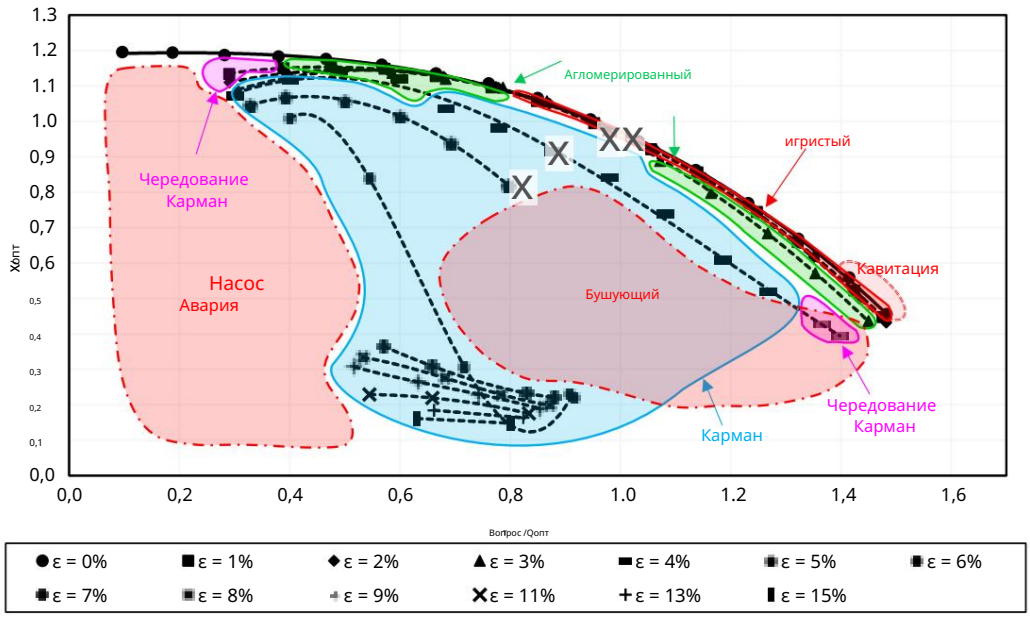


Рисунок 1. Карта производительности для характеристики режимов потока, наблюдаемых в экспериментах Мансура и др. [27,39]. Некоторые рабочие точки отмечены знаком «X» и слегка раздвинуты для ясность из-за их близости. Они рассматриваются в моделировании потока ниже.

2.2. Двухжидкостный подход Эйлера-Эйлера (EE2F)

Большинство доступных исследований потока радиальных центробежных насосов было выполнено с использованием семейство моделей EE2F. Эйлеров подход для дисперсной фазы предпочтительнее, чем Лагранжев подход, поскольку можно предположить более умеренную сеточную зависимость и лучшую статистическую сходимость эйлерова подхода [45]. Раннее моделирование двухфазного потока в центробежных насосах Пак и Ли [46] , Минемура и Утияма [47] отметили пузырьки перемещаются к кончику лезвия и скапливаются на всасывающей стороне лезвия, и это падение напора связано с расслоением фаз и большими зонами скопления воздуха. Даже с помощью упрощенного монодисперсного подхода и одноканального моделирования Müller et al. [48] получено хорошее согласие с измеренным падением напора при низкой нагрузке воздухом, в то время как при увеличение объемной доли входного газа, даже качественный прогноз получить не удалось, подтверждающие выводы нескольких предыдущих исследований, например, [49–51]. Существенное влияние качества расчетной сетки на расположение и размер скопления пузырьков был обнаружен Мюллером и др. [52]. Си и др. [40–42] и Wang et al. [53] представили проверенные численные результаты работы 3D-лопастного центробежного насоса в двухфазном воздушно-водяном потоке и сравнение различных конструкций рабочих колес. Чжоу и др. [54] исследовали переходные процессы, т.е. разрешенные во времени, характеристики радиальной силы накачки и Zhong et al. [55] проанализировали переходный насос характеристики, которые начинаются при впрыске воздуха во всасывающую трубу. Модель EE2F также была принятые в наших предыдущих исследованиях, сравнивающие закрытое и полуоткрытое рабочее колесо [56–58]. Несколько авторов использовали полидисперсное распределение пузырьков по размерам вместе с моделированием баланса населения (PBM) в рамках EE2F, что позволило получить временные и пространственные данны изменение размера пузырьков. Он и др. [59] подчеркнули важность рассмотрения изменение диаметра пузырьков для центробежных насосов спирального типа и сравнили эти результаты с

Machine Translated by Google

результаты монодисперсного моделирования EE2F. Пример результата, полученного He et al. [59] с точки зрения распределения объемной доли воздуха αa приведено на рисунке 2. Более сильная агрегация воздуха наблюдалась при использовании модели EE2F-PBM, чем при монодисперсном подходе, предположительно из-за того, что выбранный диаметр монодисперсных пузырьков был слишком мал. Преимущество использования PBM в сочетании с подходом EE2F подчеркивается лучшим соответствием экспериментальным данным.

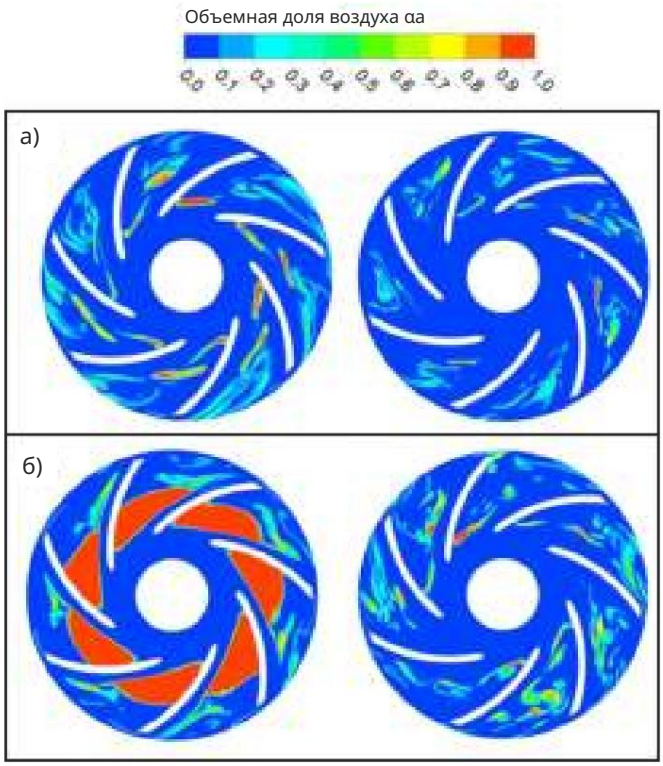


Рис. 2. Развитие скоплений воздуха, рассчитанное по совместной модели EE2F–PBM (слева) и монодисперсной модели EE2F (справа) для ε = 2,21% (а) и ε = 4,86% (б) при n = 1500 1/мин. и Q = 7,7 м3/ч. Рисунок взят из He et al. [59].

Ян и др. [60] подтвердили этот вывод. На рисунке 3 показана зависимость коэффициента давления насоса от объемной доли газа на входе для результатов моделирования, полученных с помощью совмещенного EE2F-PBM и монодозного EE2F. Для последнего варьировался диаметр пузырька d . Путем корректировки d можно приблизиться к экспериментальным данным. Таким образом, d можно рассматривать как своего рода калибровочный параметр в монодисперсном варианте ЭЭ2Ф, который необязателен для полидисперсного ЭЭ2Ф-ПБМ. Используя эту объединенную модель EE2F-PBM, Yan et al. [60] проанализировали распределение пузырьков по размерам в многоступенчатом центробежном насосе.

Важно отметить, что термин «однородный» (сокращенно «Hom.» на рисунке 3) , используемый авторами, означает, что предполагается общее поле скоростей для воды и воздуха. Его не следует путать с подходом гомогенной смеси, который означает обработку пузырьков в масштабе подсетки и присущ любому варианту EE2F. Несоответствие данным, полученным при использовании общего поля скорости (результат, обозначенный как «Hom» на рисунке 3), подчеркивает необходимость различных полей скорости для воды и воздуха, чтобы обеспечить разделени

В моделировании Stel et al. В [61,62] зоны скопления воздуха внутри рабочего колеса наблюдались в экспериментах той же исследовательской группы из работы [61,62]. [37] можно воспроизвести Чжан и др. [63] наблюдали большие размеры пузырьков в областях высокой нагрузки воздуха внутри крыльчатки насоса. Чен и др. [64] проанализировали падение напора первой ступени электропогружного насоса (ЭЦН). Недавно Си и др. [65] воспроизвели падение напора, наблюдавшееся при измерениях пятиступенчатого ЭЦН. Они показали, что наиболее значительная часть падения напора происходит на первой и второй стадиях в условиях двухфазного потока, что

Machine Translated by Google

подчеркнуто на рис . 4 через коэффициент напора ступени Ψ. Для однофазного, т.е.
поток чистой воды, первая ступень выполняет большую часть работы, согласно рисунку 4a. Для двухфазного условиях и ε > 2%, Ψ значительно падает для первой и второй стадий, согласно рисунку 4б.

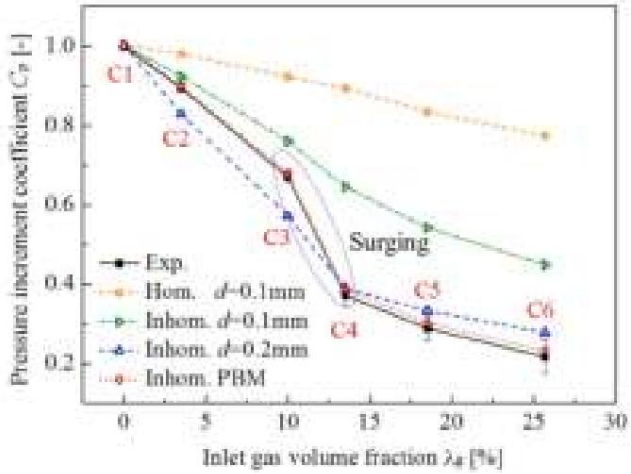


Рисунок 3. Зависимость коэффициента давления от объемной доли газа на входе для различных вариантов модели EE2F и экспериментальные данные. Рисунок взят из Yan et al. [60].

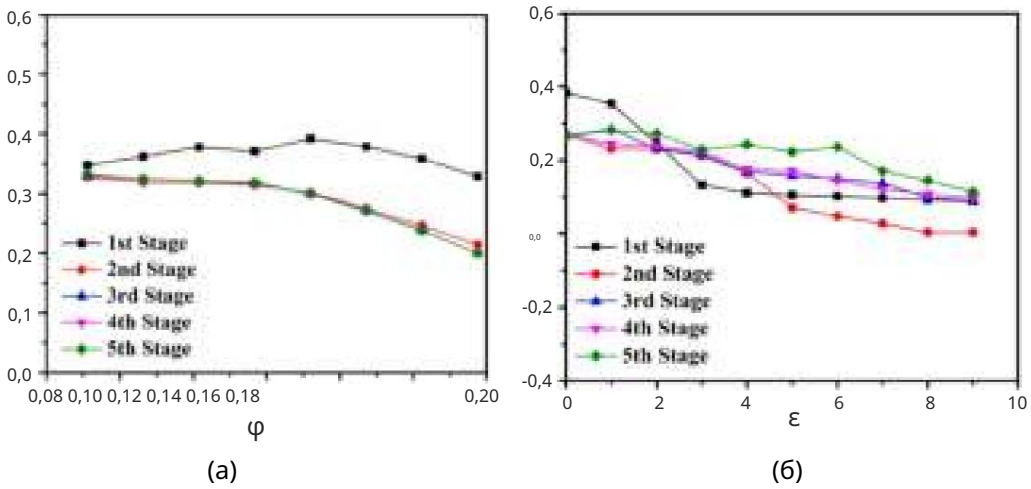


Рис. 4. Результаты моделирования работы ступени по коэффициенту напора Ψ для чистой воды (а) от коэффициента расхода φ и для (б) условий двухфазного течения при φ = 0,152 от входного газа объемная доля ε. Рисунок адаптирован из Si et al. [65].

Модель EE2F по своей сути предполагает дисперсное пузырьковое течение [58], т.е. смесь воды и воздуха внутри каждой расчетной ячейки. Таким образом, можно предположить, что в подходе EE2F скопления воздуха представлены скоплением плотно рассредоточенных пузыри. Однако в экспериментальных исследованиях плоского диффузорного течения [66] резкое наблюдалась граница между скоплениями воды и воздуха, что указывает на когерентная прикрепленная воздушная структура, а не скопление отдельных пузырьков. Это может быть пришел к выводу, что такие большие интерфейсные структуры должны разрешаться с помощью VoF, а не Подход EE2F [67], который изложен ниже.

2.3. Подход по объему жидкости (VoF)

Используя подход VoF, Парих и др. [68] оптимизировали конструкцию индуктора, применив многокритериальную оптимизацию, и оценили влияние конструкции индуктора на расход насоса. Те же авторы исследовали распределение воздуха для различных полуоткрытых помещений. рабочих колес [69] и сравнил эти результаты моделирования с экспериментальными результатами та же исследовательская группа [24,25,39]. Например, распределение воздуха показано на рисунке 5.

Machine Translated by Google

для изменения объемной доли входного газа. Парих и др. Авторы работы [69] пришли к выводу, что мгновенное распределение войдных областей, наблюдаемое в экспериментах с помощью рассеянного света Техника может быть хорошо воспроизведена путем распределения пористости в моделировании. Однако при ε 3% в каналах рабочего колеса образовывались устойчивые скопления воздуха , согласно экспериментам, которые не наблюдались в результатах моделирования VoF.

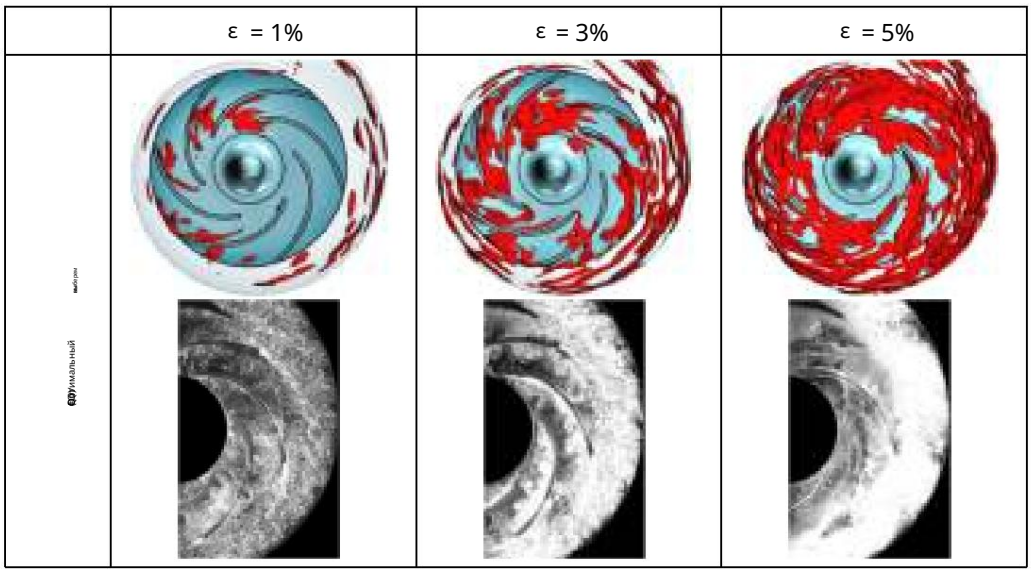


Рис. 5. Мгновенное распределение воздуха внутри полуоткрытого рабочего колеса при изменении входного газа объемная доля ε: экспериментальные изображения (нижний ряд) и численные результаты моделирования VoF (верхний ряд). В моделировании показаны изоповерхности для αa > 0,05. Рисунок адаптирован из Парих и др. [69].

Пинеда и др. [70] использовали метод VoF для моделирования потока в ЭЦН и обнаружили отклонение до 25% от результатов экспериментально измеренного напора насоса. Чжу и др. [71] пришли к выводу, что модель VoF уступает модели EE2F для моделирования потоков ESP. Мансур и др. [72] выяснили важные физические механизмы снижение производительности насоса и полезного эффекта индуктора. Однако остается неясно, обеспечивает ли предел пространственного разрешения адекватное разрешение пустотных структур внутри моделирование VoF. По данным Де Сантиса и др. [73], методы VoF подходят только для захвата крупных межфазных структур при условии применения высокого пространственного разрешения. Хундсхаген и др. [74] показали, что разрешение сетки, которое возможно в центробежных насосов, является слишком грубым для разрешения всех мелких частиц, встречающихся в пузырьковых, дисперсных режимы течения. Стоит отметить, что, как и методы VoF, методы установки уровней также обеспечить разрешение интерфейса. Однако, насколько известно авторам, существуют никаких исследований расхода центробежных насосов с использованием методов установки уровня.

2.4. Гибридный двухфазный (H2P) подход

При использовании подходов EE2F и VOF возникают две ограничивающие морфологические ситуации: встречающиеся в радиальных центробежных насосах. В первом случае предполагается гомогенная смесь, а это означает, что внутри диспергировано множество пузырьков. каждой расчетной ячейки и что диаметр пузырька намного меньше размера ячейки. Это предположение особенно верно в области пузырькового течения, хотя оно подвергается сомнению для прилегающие воздушные карманы. В частности, достоверность модели EE2F подвергается сомнению, когда размер пузырька превышает масштаб сетки, как обсуждалось, например, Маршаллом [75]. Хундшаген и др. [56–58] показали, что для модели EE2F могут возникнуть проблемы сходимости решателя: либо в больших когерентных воздушных областях, либо если расчетная сетка очень мелкая, т. е. если размер пузырька локально превышает размер расчетной ячейки. Что касается схем VoF, разрешение всех мелких масштабов, встречающихся в области пузырькового течения, невозможно при

Machine Translated by Google

доступные вычислительные ресурсы. В исх. В [76] было показано, что, приняв гибридный анзац для моделирования насосного потока, переход пузырькового потока в когерентные скопления воздуха можно объяснить даже без огромного пространственного разрешения сетки, необходимого для захвата границы раздела с помощью чистых схем VoF. В гибридных моделях Hänsch et al. [77,78], Меллер и др. [79], Инь и др. [80] и Фредерикс и др. В [81] воздух рассматривается либо как непрерывная, либо как дисперсная фаза. Поскольку CFD-моделирование центробежных насосов включает сложные сетки и требует больших вычислительных затрат, для этого первого приложения был принят предпочтительный простой подход гибридной модели , что означает, что воздух рассматривается как однофазный, независимо от его морфологии. Таким образом, локальное объединение методов EE2F и VoF с точки зрения сжатия интерфейса, как предложено, например, Wardle и Weller [82], Shonibare и Wardle [83] и Mathur et al. [84], кажется подходящим выбором. Этот гибридный подход включает только один набор уравнений количества движения и объемной доли для воздушной фазы, что означает, что решение дополнительных уравнений количества движения и объемной доли для воздушной фазы опускается. Мы приняли гибридную двухфазную модель Уордла и Веллера [82] с собственными расширениями (далее называемую моделью H2P), включая концепцию сжатия интерфейса, для моделирования потоков двухфазных центробежных насосов. Возможности модели H2P были продемонстрированы на исследовательском насосе, где Мансур и др. измеряли оптические экспериментальные данные. [26,27]. На основании этих данных, а также измерений напора, переход от диспергированного пузырькового потока к скоплениям воздуха, названный режимами пузырькового и карманного потока соответственно, был классифицирован [26,27], как описано выше в разделе 2.1 и обобщено на рисунке. 1. Таким образом, для подхода H2P доступна уникальная база данных проверки , которая более подробно описана в разделе 3 ниже.

2.5. Подход к разрешению масштаба турбулентности и масштабно-адаптивное моделирование (SAS)

Мы предполагаем, что по своей сути нестационарные войдные структуры могут быть только неточно решены с помощью статистических, т.е. нестационарных моделей турбулентности Навье-Стокса, усредненных по Рейнольдсу (URANS). Даже для однофазного потока есть несколько исследований, которые показывают ограничения статистических моделей и преимущества моделей с масштабным разрешением с точки зрения моделирования больших вихрей (LES). Примерами являются прогнозирование неоднородного распределения потока при частичной нагрузке [85], нестабильности напора [86], нестабильности частичной нагрузки и отрыва потока [87–94], концевых вихрей [95], флуктуаций давления и скорости из-за взаимодействия ротор-статор. [96–105], а также производство энтропии [106]. Согласно исх. [107,108], 80% спектральной энергии должно быть разрешено, поэтому адекватно разрешенная LES требует очень большого количества вычислительных ячеек. Поэтому используются высокоэффективные численные схемы, например, методы погруженных границ, предложенные Posa et al. [91,92], Ким и Чой [109] и Кай и др. [101] или исследуются малые числа Рейнольдса, например, [103,106].

Поса и др. [97–100] и Куе et al. [101] использовали цилиндрические вычислительные сетки с числом ячеек до 500 млн. Используя метод конечных элементов с подогнанными по телу сетками смещения, Pacot et al. [102] выполнили моделирование при уменьшенном числе Рейнольдса и оценили количество вычислительных ячеек в 600 · 109 , необходимых для адекватного разрешения при реалистичных числах Рейнольдса. Эти примеры иллюстрируют высокие требования к методу моделирования и пространственному разрешению, необходимому для адекватной LES.

Одной из основных проблем, касающихся LES с разрешением на стенке, является плохое предсказание поведения разрешенных величин вблизи стенки с помощью модели подсеточного масштаба, которую можно преодолеть с помощью гибридных моделей турбулентности URANS-LES. Несколько гибридных методов, таких как моделирование отдельных вихрей (DES) [110,111], DES с задержкой (DDES) [112], Very LES [113], частично усредненное Навье-Стокса (PANS) [114,115] или частично интегрированная транспортная модель (PITM) [116] . Гибридные модели турбулентности и, в частности, DES и DDES все чаще используются для моделирования потока насосов, поскольку их вычислительные требования ниже, чем у LES [117,118]. В гибридных подходах и в пристеночных областях с прикрепленными пограничными слоями используется модель URANS, а вдали от стенки — подход LES. Плотность локальной сетки используется в качестве критерия перехода между LES и URANS [119]. Одним из недостатков DES могут быть зоны разделения, вызванные сеткой [120].

Помимо DDES, эта проблема решается, например, с помощью функций экранирования [121,122]. Отличие-

Machine Translated by Google

Этот подход к масштабному разрешению основан на точном уравнении длины и масштаба Ротты [123]. Этот масштабно-адаптивный класс моделей турбулентности можно понимать как класс расширенных статистических моделей [124], которые могут разрешать турбулентные структуры вплоть до предела сетки. Это достигается за счет локального снижения вихревой вязкости на основе шкалы фон Кармана и интегральной шкалы длины. По данным Джакирлича и др. В [125] разрешение локальной сетки можно рассматривать как дополнительный параметр модели в гибридных подходах, перечисленных выше. В связи с этой оценкой интересно отметить, что для SAS фильтр, который контролирует разрешение сетки, напрямую определяется не локальным разрешением сетки, а скорее локальным масштабом длины фон Кармана. Достаточно широко используемым вариантом этой модели является модель k-ω-SST-SAS [126], которую можно понимать как расширение модели k-ω-SST URANS [120,127] в сторону масштабного разрешения. Возврат к решению URANS в областях стационарного потока или областях с низким пространственным и временным разрешением является особенно удобным способом избежать неопределенностей в спектральном энергетическом разрешении [128]. Несколько исследований показали потенциал адаптивного к масштабу моделирования (SAS) в высокопереходных насосных потоках по сравнению с традиционными статистическими моделями турбулентности с точки зрения распределения скорости, колебаний давления и интегральных характеристик [89,93,129–132]. Авторы настоящей статьи также продемонстрировали преимущества масштабно-адаптивного моделирования однофазного потока в центробежном насосе [133] и насосе-смесителе [134]. Был сделан вывод, что SAS дает достоверный прогноз локального поля потока при лишь умеренно увеличенных вычислительных затратах Это наблюдение было подтверждено для многофазного потока в центробежном насосе [74,76] и канале рабочего колеса [58].

3. Недавнее усовершенствование методов CFD

3.1. Краткое изложение современных алгоритмов метода

Как указано в разделе 2, схемы EE2F и VoF используются для моделирования переноса многофазного потока в кольцевых насосах. Авторы настоящей статьи также использовали подходы EE2F [48,52,56–58,135] и VoF [74] в своих предыдущих исследованиях, и эти алгоритмы кратко суммируются здесь, прежде чем мы перейдем к недавним улучшениям с точки зрения подхода H2P, в Раздел 3.2. Что касается модели EE2F, используется эйлеров подход для дисперсной фазы. Предполагается, что дисперсная пузырьковая воздушная фаза смешана со сплошной водной фазой, а это означает, что каждая расчетная ячейка содержит однородную смесь дисперсных пузырьков. Решаются отдельные уравнения баланса массы и импульса для воды и воздуха, что дает отдельное поле скоростей для каждой фазы, согласно Уордлу и Уэллеру [82]:

$$\frac{\partial \alpha_\varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_\varphi c_\varphi + \nabla \cdot c_{c\alpha\varphi} \underbrace{(1 - \alpha_\varphi)\alpha_\varphi}_{\text{срок сжатия интерфейса}} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \alpha_\varphi \rho_\varphi c_\varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_\varphi \rho_\varphi c_\varphi c_\varphi^T + \nabla \cdot \alpha_\varphi \rho_\varphi R_\varphi^{эфф} = \alpha_\varphi \nabla p + M_\varphi + M_{s,\varphi}. \quad (2)$$

Использование отдельных полей скоростей в литературе часто называют неоднородным подходом, например Ян и др. [60], и его не следует путать с предположением об однородной смеси двух фаз в каждой расчетной ячейке. Использование отдельных полей скорости необходимо для прогнозирования фазового расслоения и скоплений воздуха, а его пропуск приводит к недооценке падения напора, как было показано Яном и др. [60] и показано на рисунке 3. Массопереносом между фазами в уравнении (1) пренебрегают.

Обратите внимание, что член сжатия интерфейса в уравнении (1) также опущен в чистой модели EE2F, но здесь он отмечен для облегчения изложения алгоритма VoF ниже. Диффузионным массопереносом пренебрегают, и это предположение оправдано тем, что число Пекле для исследуемого потока насоса превышает 100. Объемная доля, плотность и скорость фазы φ обозначаются символами α_φ, ρ_φ и c_φ соответственно, а $R_\varphi^{эфф}$ представляет собой тензор напряжений, объединяющий рейнольдсовские (турбулентные) и вязкие напряжения. Обратите внимание, что для удобства здесь опущено указание усредненных по Рейнольдсу величин. Системы уравнений количества движения связаны силами межфазной передачи количества движения. Межфазный импульс

Machine Translated by Google

условия переноса, т. е. сопротивление и сила виртуальной массы, представлены Mφ, а Ms,φ — сила поверхностного натяжения. Что касается Mφ, то сила сопротивления Ma,D и сила виртуальной массы Ma,vm доминируют над всеми другими межфазными силами [37], поэтому здесь рассматриваются только эти силы. В чистой модели EE2F Ms,φ устанавливается равным нулю. Коэффициент сопротивления оценивается по Шиллеру и Науману [136], а коэффициент виртуальной массовой силы устанавливается постоянным, равным 0,5, согласно [136]. [137,138]. Для обеих фаз применяется отдельное поле турбулентности, т.е. для обеих фаз решаются уравнения баланса кинетической энергии турбулентности kφ и удельной диссипации турбулентности ωφ . Обе фазы имеют одно и то же поле давления, что означает, что решается одно уравнение неразрывности смеси в терминах уравнения Пуассона

Таким образом, в подходе EE2F, а также в подходе H2P (последний изложен ниже) решаются два набора уравнений сохранения, то есть по одному набору для каждой фазы φ. В подходе VoF обычно решается один набор уравнений сохранения, формально получаемый путем суммирования уравнений количества движения обеих фаз (уравнение (2)) и присвоения φ свойствам смеси, предполагая общее поле скорости и давления для обеих фаз. во всей области потока. Решается уравнение баланса массы воды, а объемная доля воздушной фазы рассчитывается по формуле αa = 1 αw. Граница вода/воздух четко разрешается с помощью процесса обострения границы раздела [82] (член сжатия границы в уравнении (1)) , который противодействует численной диффузии и который более подробно объяснен в разделе 3.2. Согласно Brackbill et al., для VoF сила поверхностного натяжения Ms,φ рассматривается как сила непрерывного действия . [139] с постоянным коэффициентом поверхностного натяжения между водой и воздухом, равным 0,07275 (см. также уравнение (5) в разделе 3.2), а Mφ установлено равным нулю.

Как для схемы EE2F, так и для схемы VoF обе фазы рассматриваются как несжимаемые жидкости с плотностью ρw = 998 кг/м3 и ρa = 1,185 кг/м3 , что обосновано, например, Hundshagen et al. [56–58,74,76]. Результаты почти не отклоняются, когда воздушная фаза рассматривается как сжимаемая или несжимаемая, что было показано Müller et al. [48] для подхода EE2F, а также предполагается для подходов VoF и H2P. Течение считалось изотермическим, поэтому была выбрана постоянная температура 25 C без учета уравнения сохранения энергии . Схемы EE2F и VoF были реализованы в OpenFOAM в различных решателях, которые были настроены, где это применимо, например, для возможностей движущейся сетки [74]. Реализации EE2F и VoF основаны на OpenFOAM версии 6 в рамках реагирующего решателяMultiphaseEulerFoam и interFoam соответственно.

3.2. Гибридный двухфазный (H2P) подход

Недавно мы представили улучшенную модель EE2F с возможностью разрешения локального фазового интерфейса [76,140], поэтому она локально работает как схема VoF. Функциональность этой гибридной схемы лучше всего демонстрирует член сжатия интерфейса в уравнении (1). Чтобы обеспечить разрешение границы раздела, согласно Уордлу и Веллеру [82], корректирующий поток на границе фаз вводится в виде сжатия границы раздела. Этот корректирующий поток добавляется в уравнение (1) в термин сжатия границы раздела путем введения скорости сжатия cc и члена объемной доли αφ 1 αφ . Скорость сжатия cc противодействует числовой диффузии на границе раздела фаз, предотвращая размытие границы раздела и поддерживая острую границу раздела. Она оценивается функцией смешивания Cα и величиной скорости смеси |cm| урожайность:

$$cc = C\alpha\ |см|\ \left|\ \frac{\alpha}{\alpha|}\right. \cdot \qquad (3)$$

Отношение α/| α| влияет на то, что член сжатия интерфейса действует ортогонально фазовому интерфейсу, в то время как αφ 1 αφ в уравнении (1) гарантирует, что член сжатия интерфейса по существу действует вблизи границы раздела фаз. Скорость смеси см рассчитывается по средней объемной доле скорости воды и воздуха. Для оценки Cα в уравнении (3) использовалась функция смешивания, принятая у Hänsch et al. [77] реализовано:

$$C\alpha = [\ 0{,}5\ \tanh(aB(\alpha a \quad amin)) + 0{,}5\ ][\ 0{,}5\ \tanh(aB\ (amax \quad \alpha a)) + 0{,}5\ ]. \qquad (4)$$

Machine Translated by Google

В предельном случае Cα = 0 сохраняется исходная формулировка EE2F, а при Cα = 1 применяется разрешение интерфейса, подобное VOF. Здесь важно отметить , что для схем чистого VoF, как описано в разделе 3.1, смешивание для Cα не применяется. Следовательно, устанавливается постоянное значение Cα = 1 [141]. Второе различие между чистыми схемами VoF и H2P заключается в том, что для VoF решается только один набор уравнений массы и количества движения, тогда как для H2P решается одно уравнение массы и количества движения для каждой фазы.

Сила поверхностного натяжения Ms,φ в уравнении (2) рассматривается как сила непрерывного действия: по данным Брэкбилла и др. [139] и гласит:

$$Ms,\varphi = C\alpha\sigma\kappa\varphi \quad \alpha\varphi. \tag{5}$$

Коэффициент поверхностного натяжения для системы вода/воздух и кривизна границы раздела составляют σ = 0,07275 и $\kappa\varphi = \frac{\alpha\varphi}{|\alpha\varphi|}$ [82]. Ms,φ также смешивается с Cα согласно уравнению (5), так что сила поверхностного натяжения активна только в областях, где Cα отличается от нулевого значения, что означает, что активируется режим разрешения границы раздела фаз.

В дисперсной фазе (индекс φ = a) дисперсные пузырьки воздуха перемешиваются со сплошной водной фазой (индекс φ = w). Уравнения количества движения (уравнение (2)) для каждой из двух фаз φ связаны силами Mφ. Как уже отмечалось для модели EE2F в разделе 3.1, сила сопротивления Ma,D и сила виртуальной массы Ma,vm доминируют над всеми другими межфазными силами [62], поэтому здесь рассматривались только эти силы. Хотя выражение для Ma,vm представлено в [76], отметим для силы сопротивления:

$$Ma,Д = \frac{3}{4} C\beta \frac{\rho w}{дБ} \alpha a CD |cw \quad ca|(cw \quad ca). \tag{6}$$

дБ — это диаметр пузырька, который поясняется ниже в разделе 3.3. В уравнении (6) используется вторая функция смешивания Cβ , взятая из работы. [142] и настроен для решателя H2P в работе. [76]. Cβ гласит:

$$C\beta = мин\ макс \quad \frac{(1 \quad \alpha a)bmax}{(1 \quad bmax)\alpha a}, \frac{мин}{\alpha a} \quad , 1 \quad . \tag{7}$$

Такое смешивание сопротивления влияет на то, что формула сопротивления активна только в дисперсной части потока и отключается внутри скоплений воздуха, что эквивалентно предположению , что внутри скоплений воздуха присутствует только непрерывная воздушная фаза, а дисперсная вода отсутствует. в виде капель. Мы установили константы равными bmin = 10 4 и bmax Таким образом, предполагалось, что скопления воздуха присутствуют в диапазоне объемной доли воздуха от 0,8 до 1,0.

В уравнениях (4) и (7) для сжатия и сопротивления границы раздела использовались различные функции смешивания Cα и Cβ . Конкретный функционал и константы Cα и Cβ были выбраны и реализованы для достижения стабильности сложного потока центробежного насоса. Использование одной и той же функции смешивания для сжатия и перетаскивания интерфейса может быть более последовательным, как было предложено, например, De Santis et al. [73,143] и Матур и др. [84].

Точнее, мы использовали две разные функции смешивания в терминах Cα и Cβ , поскольку мы также столкнулись с проблемами стабильности при использовании Cα для сопротивления. Это связано со сложной сеткой и полем потока центробежного насоса. Поэтому для простоты мы ограничили дисперсионную силу сопротивления низким конечным значением, ограничив Cβ до 10–4 в областях скопления воздуха, т. е. αa > 0,8. Дальнейшая оптимизация Cα и Cβ оставлена на будущее.

Описанная выше гибридная модель была реализована в версиях OpenFOAM 6 и 9 как расширение модели EE2F в рамках решателя ReactingMultiphaseEulerFoam и multi-phaseEulerFoam. Впервые он был принят для потока центробежных насосов и, безусловно, оставляет потенциал для дальнейших улучшений. В литературе сообщалось о более сложных гибридных многофазных подходах, таких как подход обобщенного многофазного моделирования (GEMMA) De Santis et al. и Коломбо и др. [73,143,144] и гибридная многомасштабная модель Meller et al. [79]. Модель GEMMA фундаментально отличается от описанной здесь, поскольку включает формулировку межфазного сопротивления для крупных объектов.

Machine Translated by Google

масштабные интерфейсы, которые были впервые предложены Маршаллом [75] в рамках EE2F. Меллер и др. [79] связали две непрерывные фазы, применив модель сопротивления Штрубеля и Тисель [145]. Модель GEMMA также ввела критерий разрешения интерфейса, который впервые был описан в работе. [83] и основан на отношении локального размера ячейки Vc к среднему заутеровскому диаметру дисперсной фазы d32. Член межфазного сжатия активируется при выполнении критерия d32/Vc > Г . Константе Г присвоено значение десять [73,83,143], которое может зависеть от случая. Таким образом, модель GEMMA отличается от нашего подхода еще и тем, что включает размер капли в формулировку функции смешивания. И модель GEMMA , и анзац Меллера и др. [79] должны быть проверены на предмет потока центробежного насоса в будущих исследованиях.

3.3. Модель баланса населения (PBM)

Данные оптических измерений Мансура и Париха и др. [24–27,69], описанные в части B этой серии обзорных статей, предполагают полидисперсное распределение пузырьков по размерам внутри насоса, что означает, что дисперсные пузырьки обладают спектром свойств. Как резюмировано в разделе 2.2, несколько авторов [59–65] объединили метод EE2F с моделью баланса населения (PBM) [146,147]. Тем самым решается дополнительное уравнение переноса для удельной плотности пузырьков nB(dB) . Помимо переноса нБ(дБ), коэффициенты рождаемости и смертности из-за слияния и распада пузырьков диаметром дБ учитываются с точки зрения источника и стока. Мы приняли реализацию OpenFOAM PBM Lehnigk et al. [148] и объединить его с дисперсной частью гибридного решателя H2P. Приняв подход Кумара и Рамкришны [149], уравнение баланса населения дискретизируется на группы определенного размера, что приводит к классовому методу Ло [146], также называемому моделью групп с несколькими размерами (MUSIG) [147,150] . Были выбраны ядро слияния Принса и Бланча [151] и ядро распада Луо и Свендсена [152] . Модель слияния была расширена в соответствии с Liao et al. [153], в результате чего была получена формулировка, аналогичная предложенной Stel et al. [61] для моделирования жидкостно-газового течения центробежного ротора. Ядра содержат эмпирические параметры, которые не были адаптированы, но сохранены в первоначальных значениях, предложенных в работах. [151,152]. По полученному распределению размеров пузырьков оценивают среднее статистическое значение d32 , которое входит в дисперсную часть H2P, как, например, в уравнении (6).

3.4. Метод моделирования

Предпочтительно, чтобы в качестве программной платформы для нашего CFD-моделирования многофазного потока в центробежных насосах или насос-смесителях использовались специальные версии OpenFOAM [74,76,154]. В реализации использовался алгоритм «Неявное давление с разделением операторов» (PISO) Джасака [155]. Схема PISO работает как квазиявный решатель и оказалась особенно эффективной для малых временных шагов, соответствующих конвективному числу Куранта–Фридриха–Леви, не превышающему 0,5 [155]. Для больших временных шагов были выполнены нелинейные итерационные циклы и недостаточное расслабление, в результате чего был создан хорошо зарекомендовавший себя алгоритм PIMPLE, комбинация схемы PISO и полунеявного метода давления для уравнений, связанных с давлением (SIMPLE), представленных [156]. Дискретизация конвективных членов осуществлялась с помощью схем уменьшения общей вариации (TVD) второго порядка.

Особое внимание уделялось использованию моделей масштабирования турбулентности, таких как SAS . Для адекватного масштабного разрешения используются индивидуальные гибридные схемы дискретизации, как описано в других источниках [76,133].

4. Пример применения гибридной двухфазной модели (H2P) 4.1. Тестовый пример и схема моделирования

Исследовался исследовательский насос с полуоткрытым рабочим колесом и 2D-лопастями, т.е. шестью цилиндрическими (нескрученными) лопастями. Напор насоса H = p/(ρg) + z оценивался по статическому давлению и перепаду высот p и z соответственно между всасывающим и напорным патрубками. Помимо измерений напора насоса и расхода, в результате которых были построены карты производительности, согласно рисунку 1, была выполнена высокоскоростная визуализация структур двухфазного потока с помощью метода рассеянного света. Следовательно, им-

Machine Translated by Google

Пеллер и корпус были изготовлены из прозрачного акрилового стекла для обеспечения оптического доступа. Эксперименты были проведены Mansour et al. [26,27] при пониженной скорости вращения n = 650 об/мин во избежание повреждения акриловых компонентов. Подробности экспериментов представлены в других источниках [24–27,39,56,58,76], а также в прилагаемой экспериментальной части B этой серии обзорных статей.

Область моделирования изображена на рисунке 6a. Целью было предпочтительно реалистичное изображение реальной геометрии, чтобы область включала рабочее колесо, всасывающую и напорную трубы, спиральный корпус и боковую камеру. Чтобы уловить взаимодействие ротор-статор и учесть любые нестационарные эффекты, было выполнено моделирование нестационарного насоса в абсолютной системе отсчета и с движущейся сеткой рабочего колеса, а также использовался интерфейс произвольной сетки Фаррелла и Мэддисона [157] . Была применена модель турбулентности SAS, описанная в разделе 2.5 . Скорость и давление задавались как граничные условия Дирихле на входе и выходе из расчетной области соответственно. На входе предполагалось наличие дисперсных пузырьков воздуха, которые задавались условием Дирихле для αφ и dB = 0,5 мм. Рабочие точки, рассматриваемые при моделировании, указаны выше на рисунке 1. Благодаря такому диапазону рабочих условий были охвачены все режимы течения: от пузырькового течения через агломерированные пузырьки и чередующе

Особое внимание было уделено построению расчетной сетки. За счет уточнения сетки, прежде всего, повысилась точность схемы дискретизации. При этом измельчение сетки коснулось также моделей турбулентности и двухфазности. С одной стороны, возможности SAS по масштабному разрешению турбулентности были улучшены, поскольку турбулентные флуктуации можно было разрешать с точностью до разрешения локальной сетки. С другой стороны, последовательно более мелкие структуры пустот были решены решателем H2P, который перешел к схеме, подобной VoF, с возможностями разрешения фазового интерфейса. Таким образом, невозможно было избежать присущей сеточной зависимости результатов. Кроме того, сложная геометрия кольцевых насосов требовала особого внимания к качеству сетки. Например, особенно сложным является зацепление круглых задних кромок или узких зазоров в полуоткрытых рабочих колесах [56–58]. Несмотря на значительные усилия по созданию сетки, мы предпочитаем сетки с шестигранными ячейками, где это применимо, из-за их более высокой точности, чем, например, треугольные ячейки. Особенности построения сетки приведены в работах. [56–58,76] и не все здесь повторены. Было проведено исследование сетки , и предпочтительная расчетная сетка, результаты которой представлены ниже, имела около 16 млн ячеек. Более грубая версия сетки показана на рис . 6b–d. Визуально гладкость и ортогональность кажутся плохими. Однако безразмерные критерии качества сетки по максимальной неортогональности и минимальному соотношению объемов граней были взяты из номенклатуры OpenFOAM [155] и свидетельствовали о достаточно высоком качестве, учитывая сложность геометрии насоса. Было гарантировано, что на выводы, сделанные по результатам моделирования, не влияет зависимость от сетки.

Подробности настройки моделирования и исследования сетки представлены в другом месте [76].

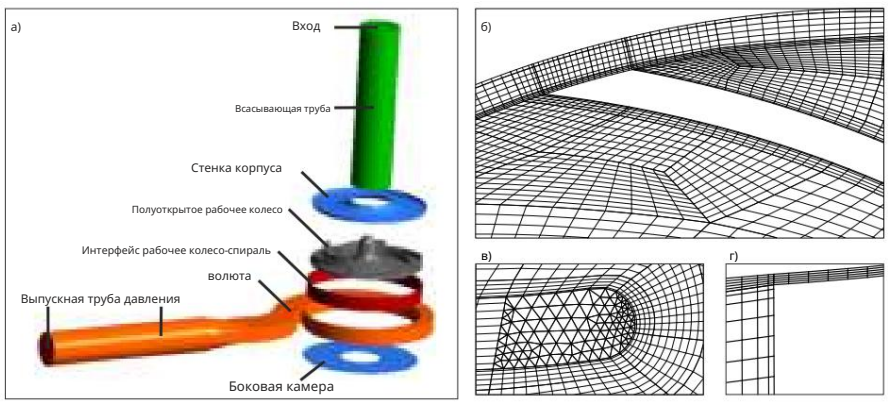


Рис. 6. Детальное представление расчетной области (a). Детальный вид решетки рабочего колеса возле задней кромки лопатки в середине размаха (b), в зазоре законцовки на передней кромке с аксиального направления (c) и в зазоре законцовки с радиального направления вида (d).

Machine Translated by Google

4.2. Избранные результаты

Здесь представлены избранные результаты, полученные с помощью модели H2P в сочетании с PBM . На рисунке 7 показано падение напора насоса за счет увеличения объемной доли газа на входе ε . Хотя в экспериментальных результатах оставались различия, тенденция была хорошо уловлена с первой попытки. Это примечательно, поскольку с помощью монодисперсного анзаца прогнозируемый уровень напора в моделировании может быть немедленно настроен на экспериментальные данные с помощью заданного размера пузырька в дБ [56–58]. Фактически, для примененного разрешения сетки значение дБ = 2,0 мм также дало приемлемую кривую падения напора. Очевидно, что при использовании PBM было получено разумное распределение пузырьков по размерам без необходимости настройки, что повлияло на правильные характеристики падения напора. Более того, надежность решателя была повышена с помощью PBM по сравнению с использованием постоянного значения дБ, что мы связываем с тем фактом, что в областях потока с небольшим размером ячеек сдвиг и, следовательно, разрушение пузырьков были усилены, а пузырьки размером больше расчетных ячеек возникали реже.

Накопление воздуха визуализируется на рисунке 8a с помощью усредненных по ансамблю экспериментальных результатов анализа в оттенках серого. С ростом ε на стороне всасывания лопатки последовательно скапливался воздух, что, в свою очередь, вызывало падение напора. Накопление воздуха не наблюдалось при ε = 1% ни в эксперименте, ни в результате моделирования. При ε = 3% воздух начал агломерироваться на стороне всасывания лопатки. При ε = 4% склонность воды и воздуха к разделению внутри канала лопатки еще больше возросла. На стороне всасывания лопатки вблизи передней кромки образовывались скопления воздуха . Интересно, что в результате моделирования скопления наблюдались на каждой второй лопастью. Такое поведение, по сути, отражает режим переменного карманного течения, как подробно обсуждалось Hundshagen et al. [76].
При ε = 5% скопления воздуха прикреплялись к каждой лопатке и увеличивались в размерах, что опять же хорошо согласовывалось с экспериментально наблюдаемой тенденцией. Подводя итог, можно сказать, что размер скоплений воздуха хорошо фиксируется моделированием, как показано на рисунке 8b.
Опять же следует отметить, что эти скопления развивались без дальнейшей настройки параметров моделирования, например, параметров слияния и распада.

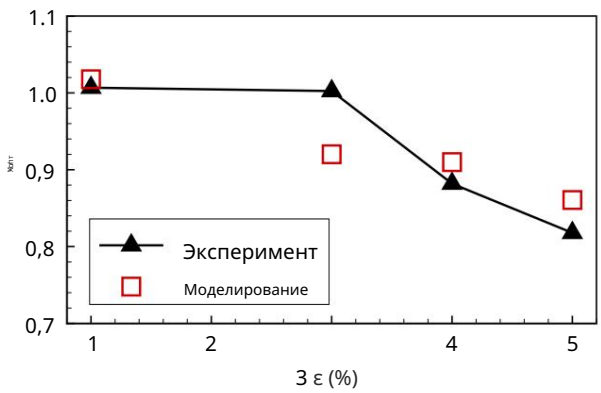


Рисунок 7. Нормализованный напор насоса H в зависимости от объемной доли газа на входе ε. Экспериментальные значения взяты из Mansour et al. [27,39].

Таким образом, от ε = 1% до ε = 5% наблюдался переход от режима пузырькового течения через режим течения агломерированных пузырьков к режиму карманного течения. На рисунке 8c показано стандартное отклонение объемной доли воздуха, выраженное в αa,RMS . В режиме течения агломерированных пузырьков при ε = 3% кластеризация пузырьков носила весьма нестационарный характер, поскольку наиболее высокие значения αa,RMS наблюдались в областях с наибольшими значениями αa . В режиме попеременно-карманного течения при ε = 4% воздушный карман, закрепленный только у каждой второй лопатки, был устойчивым по низкому уровню αa,RMS в зоне присоединения. На остальных лопатках локальные максимумы αa,RMS присутствовали в одном и том же месте лопатки (как и в режиме течения агломерированных пузырьков на каждой лопатке), что, по сути, отражало нестационарность режима течения переменного кармана. С ростом значения ε от ε = 3% до ε = 5% значения αa,RMS последовательно уменьшались в области скоплений воздуха,

Machine Translated by Google

а это означало, что накопления становились все более и более устойчивыми. Высшие ценности
αa ,RMS присутствовали после накоплений, что соответствовало
экспериментальные наблюдения нестационарного следа и подчеркнул преимущество использования
модель турбулентности с масштабным разрешением.

На рисунке 9a показан средний диаметр пузырьков по Саутеру d32 , который снова равен
оценивается по результатам моделирования в середине промежутка времени. Перекрестная проверка с рисунком 8b показывает
что расположение пузырьков большого диаметра коррелирует с зонами скопления воздуха, что
означало, что желательно накапливать большие пузырьки. Более детальный взгляд на слияние
результат ядра (здесь не показан) показал высокую активность ядра в этих регионах, так что
присутствовал эффект самоподпитки, приводивший к усиленному росту накоплений. взгляд
при функции смешивания Cβ согласно уравнению (7), которое показано на рисунке 9b,
по изоповерхности Cβ = 0,8 показало, что решатель H2P работал в режиме, подобном VoF, в
области накопления. Важно отметить, что при переходе решателя
по направлению к ВоФ в зонах накопления локально имел место дисперсный характер смеси.
исчезло, и физический смысл дБ и, следовательно, d32 выродился. На самом деле диаметр
мутировал в чисто числовую переменную с уменьшающейся обратной связью к локальному потоку
решение. Интересно отметить, что для улучшения решателя не пришлось применять никаких специальных средств.
стабильность в таких ситуациях потока. Таким образом, с скоплениями воздуха обращались разумно.
путем комбинации подходов EE2F и VoF с точки зрения решателя H2P.

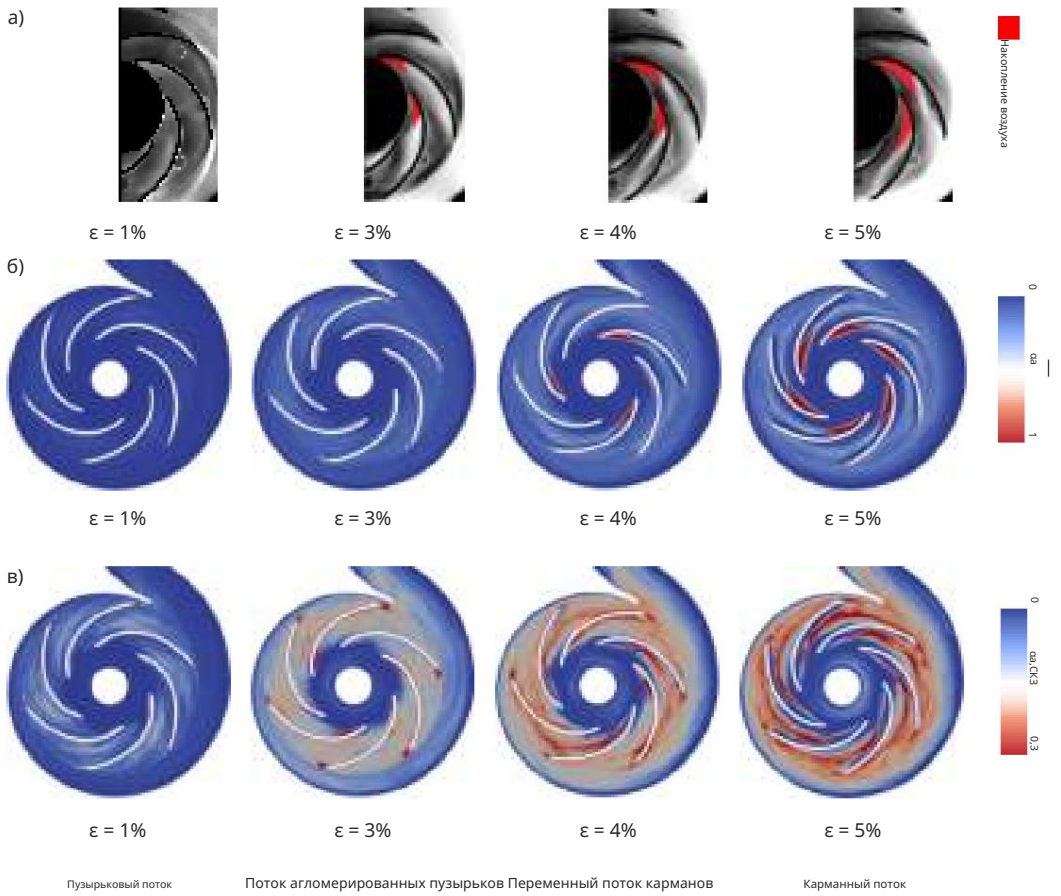


Рисунок 8. Распределение воздуха в рабочем колесе: усредненные по ансамблю экспериментальные результаты серой шкалы.
анализ (а). Усредненная по времени объемная доля воздуха в середине пролета рабочего колеса (б) и ее стандартное отклонение (в),
полученные по результатам моделирования.

Machine Translated by Google

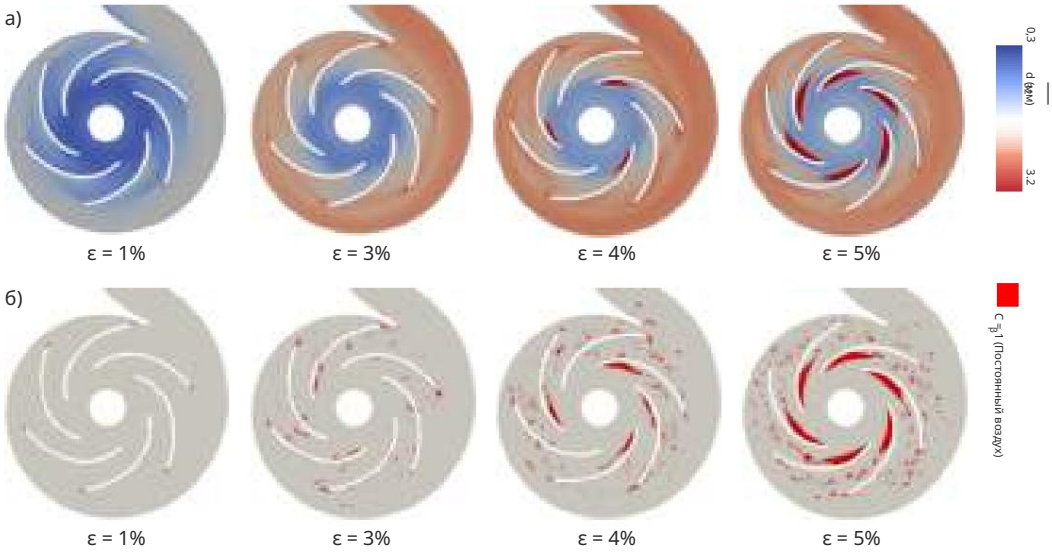


Рисунок 9. Контурные графики в середине пролета рабочего колеса для среднего по времени диаметра Саутера d32 (а) и изоповерхности порогового значения функции смешивания Cβ = 1,0 (б).

5. Выводы

Мы указали на ограничения последних подходов к 3D-моделированию потока жидкости/газа в центробежных насосах. С одной стороны, разрешение всех фазовых интерфейсов по Методы объема жидкости (VoF) неосуществимы, поэтому такой подход ограничивается разрешение крупных когерентных скоплений воздуха. С другой стороны, двухжидкостная система Эйлера – Эйлера (EE2F). модели рассматривают диспергированные пузырьки на уровне подсетки. Вдохновленный подходами CFD, возникшими в результате химико-технологические исследования [73,77–79,82–84,143,144,158,159], гибридный метод (H2P), основанный на схеме EE2F в большинстве областей поля течения, и переход к разрешению, подобному VoF, при обнаружении скоплений воздуха. H2P – это в сочетании с моделью баланса населения (PBM) для определения распределения пузырьков по размерам в области течения с диспергированными пузырьками, т.е. там, где H2P работает в чистом режиме EE2F. Было показано, что активность коалесценции коррелирует с скоплением воздуха, а это означает, что в зонах накопления пузырьки растут путем слияния, что приводит к образованию крупных воздушных карманов. С помощью В рамках данного подхода переход режимов течения от пузырькового к карманному, обнаруженный в эксперименты впервые могут быть воспроизведены в трехмерном моделировании потока. Важность подхода к турбулентности с разрешением масштаба для улавливания нестационарных следов ниже по потоку воздуха карманы были показаны. Несмотря на это весьма многообещающее первое применение схемы H2P для центробежные насосы [76] и довольно общие диффузионные потоки [140], улучшения, например относительно функций смешивания, предлагаются для будущей работы. ПБМ, в частности ядра распада и слияния до сих пор просто были заимствованы из полностью различные применения, такие как барботажные колонны, и должны быть адаптированы для центробежных насосов. потоков приложений в будущем. В будущих исследованиях следует также оценить, является ли H2P метод, по сути, сходится к решению VoF с чрезмерным измельчением сетки.

Вклад авторов: концептуализация, MH и RS; методология, M3 и PC; программное обеспечение, MX; расследование, M3 и PC; письменная – подготовка первоначального проекта, M3 и PC; письмо-просмотр и редактирование, M3 и PC; надзор, PC; финансирование приобретения, RS Все авторы прочитали и согласился с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Научно-исследовательский проект выполнен в рамках производственного коллективного научно-исследовательского проекта. программа (IGF № 20638 BG). Его поддержало Федеральное министерство экономики и Climate Action (BMWK) через AiF (Немецкая федерация ассоциаций промышленных исследований) eV), на основании решения немецкого Бундестага. Моделирование раздела 4 выполнено. с вычислительными ресурсами, предоставленными RWTH Ахенским университетом в рамках проекта Bund0013.

Благодарности: Мы выражаем благодарность Майклу Мансуру и Доминику Тевенену (Университет Магдебург «Отто-фон-Гюрике») за предоставленные данные измерений исследовательского насоса. Мы также

Machine Translated by Google

выражаем благодарность Кристиану Хассе и Бич-Диепу Нгуену (ТУ Дармштадта) за их ценную вклад в разработку гибридных решателей.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура и сокращения

В данной рукописи используется следующая номенклатура:

Римские персонажи

a(min,max,B)	Константы модели для Cα	(-)
b(min,max)	Константы модели для Cβ	(-)
c	Вектор скорости	(PC)
Cα и Cβ	Функции смешивания	(-)
$C_{сопротивление}$	Коэффициент сопротивления	(-)
КП	Коэффициент приращения давления	(-)
д	Диаметр	(м)
д32	Средний диаметр Саутера	(м)
$H_{ЧАС}$	Головка насоса	(м)
к	Кинетическая энергия турбулентности	(м2/с2)
М	Условия передачи импульса	(кг·м/с2)
РС	Сила поверхностного натяжения	(кг·м/с2)
н	Скорость вращения	(1/с)
нБ	Функция плотности числа пузырьков	(1/м3)
п	Давление	(Па)
Q	Объемный расход	(м3/с)
Р эфф	Тензор эффективных напряжений	(кг·м/с2)
ВК	Объем ячейки	(м3)

Греческие символы

α	Объемная доля	(-)
$\frac{\alpha}{t}$	Временная производная	(1/с)
	Разница	(-)
ε	Объемная доля входного газа	(-)
к	Кривизна	(1/м)
λg	Объемная доля входного газа	(-)
	Оператор дивергенции	(1/м)
ω	Удельное рассеивание	(1/с)
φ	Коэффициент расхода	(-)
ρ	Плотность	(кг/м3)
σ	Коэффициент поверхностного натяжения	(-)
Ψ	Коэффициент давления ступени	(-)
Г	Постоянный	(-)

Индексы

а	Воздух
Б	Пузырь
Опыт	Экспериментальный результат
м	Смесь
выбрать	Оптимальный
	Среднеквадратичное стандартное отклонение

Результат симуляции

т	Общий
w	Вода
φ	Произвольная фаза

Machine Translated by Google

В данной рукописи использованы следующие сокращения:

3D	Трехмерный
От C1 до C6	Операционные точки в исследовании Yan et al. [60]
CFD	Вычислительная гидродинамика
DES	Моделирование отдельных вихрей
DDES	с задержкой DES
EE2F	Двухжидкостная система Эйлера – Эйлера.
ESP	Электрический погружной насос
GEMMA	Обобщенный подход многофазного моделирования
H2P	Гибридный двухфазный
Хом.	Однородный
Инхом.	Неоднородный
ЛЕС	Моделирование больших вихрей
МУЗИГ	Многочисленная группа
ПАНС	Частично усредненный Навье – Стокса
ПБМ	Моделирование баланса населения
PIMPLE	Комбинация алгоритма PISO и SIMPLE.
ПИСО	Неявное давление с разделением операторов
ПИТМ	Частично интегрированная транспортная модель
ПРОСТОЙ	полунеявный метод давления для уравнений, связанных с давлением
CAC	Масштабно-адаптивное моделирование
ССТ	Перенос напряжения сдвига
ТВД	Общая вариация уменьшается
URANS	Нестационарное усреднение по Рейнольдсу Навье Стокса
VoF	Объем жидкости

Ссылки

1. Чан, А.; Каваджи, М.; Накамура, Х.; Кукита, Ю. Экспериментальное исследование производительности двухфазного насоса с использованием полноразмерного ядерного реактора. реакторный насос. Нукл. англ. Дес. 1999, 193, 159–172. [Перекрестная ссылка]
2. Аморесано, А.; Ланджелла, Г.; Ниола, В.; Куаремба, Г. Расширенный анализ изображений двухфазного потока внутри центробежного насоса. Адв. Мех. англ. 2014, 6. [CrossRef]
3. Каппелино, Калифорния; Ролл, ДР; Уилсон, Г. Соображения по проектированию и рекомендации по применению для перекачивания жидкостей с увлеченными газ с помощью центробежного насоса с открытой крыльчаткой. В материалах 9-го Международного симпозиума пользователей насосов, Хьюстон, Техас, США, 24–27 сентября 2012 г.; стр. 51–60. [Перекрестная ссылка]
4. Монте-Верде, В.; Биазусси, JL; Сассим, Северная Каролина; Баннварт, А.С. Экспериментальное исследование режимов двухфазного течения газа и жидкости в рабочие колеса центробежных насосов. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2017, 85, 37–51. [Перекрестная ссылка]
5. Мураками, М.; Минемура, К. Влияние увлеченного воздуха на производительность центробежного насоса: 1-й отчет, производительность и Условия потока. Бык. JSME 1974, 17, 1047–1055. [Перекрестная ссылка]
6. Мураками, М.; Минемура, К.; Суэхиро, Х. Влияние увлеченного воздуха на производительность центробежных и осевых насосов. Память Фак. англ. Кюсюский университет. 1971, 124–133.
7. Фурукава А.; Того, Т.; Сато, С.; Такамацу, Ю. Фундаментальные исследования тандемного лопастного рабочего колеса двухфазного потока газ/жидкость. центробежный насос. Память Фак. англ. Кюсюский университет. 1988, 48, 231–240. [Перекрестная ссылка]
8. Тиллак, П. Förderverhalten von Kreiselpumpen bei viskosem, gasbeladenem Fördermedium. доктор философии Диссертация, Технический университет Кайзерслаутерн, Кайзерслаутерн, Германия, 1998 год.
9. Гулих, Дж. Ф. Центробежные насосы; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2010 г. [CrossRef]
10. Сато, С.; Фурукава, А.; Такамацу, Ю. Характеристики двухфазного потока воздух-вода в рабочих колесах центробежных насосов с различными лопастями. углы. JSME Int. Дж., Сер. Б 1996, 39, 223–229. [Перекрестная ссылка]
11. Чжу Дж.; Чжан, штаб-квартира. Обзор экспериментов и моделирование газожидкостного потока в электрических погружных насосах. Энергетика 2018, 11. [Перекрестная ссылка]
12. Ибен, У.; Вольф, Ф.; Фрейдигманн, НА; Фрелих, Дж.; Хеллер, В. Оптические измерения газовых пузырьков в нефти за кавитирующей поток через микроотверстия. Эксп. Жидкости 2015, 56, 114. [CrossRef]
13. Фрейдигманн, Х.А.; Ибен, У.; Пельц, П.Ф. Измерение воздуховыделения масла V-oil 1404 после микроотверстия при дросселированном потоке условия. Дж. Физ. Конф. Сер. 2015, 656, 12113. [CrossRef]
14. Фрейдигманн, Х.А.; Дорр, А.; Ибен, У.; Пельц, П.Ф. Моделирование явлений выделения воздуха, вызванных кавитацией, в потоках через микроотверстия. ASME J. Fluids Eng. 2017, 139, 111301 . [Перекрестная ссылка]
15. Ковальский К.; Поллак, С.; Шкода, Р.; Хассонг, Дж. Экспериментальное исследование выделения воздуха, вызванного кавитацией, в потоках через отверстия. АСМЭ Дж. Жидкости англ. 2018, 140, 61201. [CrossRef]

Machine Translated by Google

16. Фробениус, М.; Шиллинг, Р.; Фридрихс, Дж.; Косина Г.Г. Численные и экспериментальные исследования кавитирующего течения в рабочем колесе центробежного насоса. В материалах совместной американо-европейской конференции ASME по разработке жидкостей 2002 г., Монреаль, Квебек, Канада, 14–18 июля 2002 г.; Рохатги, США, ред.; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2002 г.; стр. 361–368. [Перекрестная ссылка]

17. Лимбах, П.; Кимото, М.; Деймель, К.; Шкода Р. Численное 3D-моделирование кавитирующего потока в центробежном насосе с низкой удельной скоростью и оценка напора всасывания. В материалах ASME Turbo Expo 2014: Техническая конференция и выставка турбин, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г. [CrossRef]

18. Лимбах, П.; Мюллер, Т.; Блюм, М.; Шкода, Р. Численное и экспериментальное исследование кавитирующего потока в центробежном насосе с низкой удельной скоростью и оценка влияния шероховатости поверхности на прогнозирование напора. В материалах Международного симпозиума по явлениям и динамике транспорта (ISROMAC), Гонулулу, Гавайи, США, 10–15 апреля 2016 г.

19. Лимбах, П.; Шкода Р. Численный и экспериментальный анализ кавитационного потока в центробежном насосе с низкой удельной скоростью и различной шероховатостью поверхности. ASME J. Fluids Eng. 2017, 139, 101201. [CrossRef]

20. Лю, Хл; Ван, Дж.; Ван, Ю.; Чжан, Х.; Хуанг, Х. Влияние эмпирических коэффициентов модели кавитации на прогнозирование кавитации поток в центробежном насосе. Межд. Ж. Нав. Архит. Океан англ. 2014, 6, 119–131. [Перекрестная ссылка]

21. Ши, В.; Ван, К.; Ван, В.; Пей, Б. Численный расчет кавитационной пульсации давления в центробежном насосе. Адв. Мех. англ. 2014, 6, 367631. [CrossRef]

22. Чжан Д.; Ши, В.; Пан, Д.; Дюбуиссон, М. Численное и экспериментальное исследование вихревых кавитационных моделей утечки на наконечнике и механизмы осевого насоса. ASME J. Fluids Eng. 2015, 137, 121103. [CrossRef]

23. Мусмулис, Г.; Карлсен-Дэвис, Н.; Агидис, Г.; Анагностопулос, Дж.; Папантонис Д. Экспериментальный анализ возникновения и развития кавитации в центробежном насосе. Дж. Физ. Конф. Сер. 2017, 813, 12044. [CrossRef]

24. Мансур, М.; Вундерлих, Б.; Тевенен, Д. Влияние зазора наконечника и индуктора на перенос двухфазных воздушно-водяных потоков. центробежными насосами. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2018, 99, 487–509. [Перекрестная ссылка]

25. Мансур, М.; Вундерлих, Б.; Тевенен, Д. Экспериментальное исследование двухфазного потока воздуха/воды в центробежном насосе, работающем с закрытой или полуоткрытой крыльчаткой. В материалах ASME Turbo Expo 2018: Техническая конференция и выставка турбин, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2018 г. [CrossRef]

26. Мансур, М.; Парих, Т.; Тевенен, Д. Влияние формы задней кромки лопатки рабочего колеса на одно- и двухфазные потоки воздуха и воды в центробежном насосе. В материалах симпозиума по турбомашинам и насосам, Хьюстон, Техас, США, 13–16 декабря 2020 г.

27. Мансур, М.; Коппарти, С.; Тевенен, Д. Исследования влияния скорости вращения на транспортировку двухфазного воздуха-воды. течет центробежными насосами. Межд. J. Heat Fluid Flow 2022, 94, 108939. [CrossRef]

28. Биберле, А.; Шефер, Т.; Нойманн, М.; Хампель, У. Валидация гамма-компьютерной томографии высокого разрешения для количественных измерений содержания газа в центробежных насосах. Измер. наук. Технол. 2015, 26, 95304. [CrossRef]

29. Шефер Т.; Биберле, А.; Нойманн, М.; Хэмпель, У. Применение гамма-компьютерной томографии для анализа газовых скоплений распределения в центробежных насосах. Измерение расхода. Инструмент. 2015, 46, 262–267. [Перекрестная ссылка]

30. Нойманн, М.; Шефер, Т.; Биберле, А.; Хэмпель, У. Экспериментальное исследование вовлечения газа в горизонтальном и вертикальном направлении. Установлены центробежные насосы. ASME J. Fluids Eng. 2016, 138, 12–19. [Перекрестная ссылка]

31. Шефер, Т.; Нойманн, М.; Биберле, А.; Хампель, У. Экспериментальные исследования обычного центробежного насоса, работающего под Условия газововлечения. Нукл. англ. Дес. 2017, 316, 1–8. [Перекрестная ссылка]

32. Шефер, Т.; Нойманн-Киппинг, М.; Биберле, А.; Биберле, М.; Хэмпель, У. Сверхбыстрая рентгеновская компьютерная томография для гидродинамических исследований двухфазного газожидкостного потока в центробежных насосах. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 41502. [Перекрестная ссылка]

33. Гамбао, Дж.; Прадо, М.Г. Исследование визуализации снижения производительности двухфазного электропогружного насоса. В материалах двадцать шестого Международного симпозиума пользователей насосов, Хьюстон, Техас, США, 26–28 сентября 2010 г. [Перекрестная ссылка]

34. Барриос, Л.; Прадо, М.Г. Экспериментальная визуализация двухфазного потока внутри ступени погружного электрического насоса. Дж. Энерджи Ресурс. Технол. 2011, 133, 42901. [CrossRef]

35. Тревизан, FE; Прадо, М. Экспериментальное исследование влияния вязкости на структуру двухфазного потока и гидравлические характеристики погружных электрических насосов. Дж. Кан. Домашний питомец. Технол. 2011, 50, 45–52. [Перекрестная ссылка]

36. Шао, К.; Ли, К.; Чжоу Дж. Экспериментальное исследование режимов течения и внешних характеристик центробежного насоса, транспортирующего газожидкостные двухфазные смеси. Межд. J. Поток теплоносителя 2018, 71, 460–469. [Перекрестная ссылка]

37. Стел, Х.; Офучи, Э.М.; Алвес, РФ; Чива, С.; Моралес, РЭМ Экспериментальный анализ газожидкостных потоков в центробежном роторе. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 31101. [CrossRef]

38. Чжао, Л.; Чанг, З.; Чжан, З.; Хуанг, Р.; Он, Д. Визуализация газожидкостной картины течения в рабочем колесе центробежного насоса и ее влияние на производительность насоса. Измер. Датчики 2021, 13, 100033. [CrossRef]

39. Мансур, М.; Парих, Т.; Тевенен, Д. Влияние шага лопастей и количества лопастей индуктора насоса на производительность одно- и двухфазного потока. В материалах ASME Turbo Expo 2020; Том 9: Применение нефти и газа; Органические энергетические системы с циклом Ренкина; паровая турбина; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2020 г. [CrossRef]

40. Си, К.; Буа, Г.; Чжан, К.; Юань, Дж. Экспериментальный и численный анализ двухфазного потока воздух-вода в центробежном насосе с низкой удельной скоростью. В материалах 12-й Европейской конференции по турбомашинному оборудованию по динамике и термодинамике турбомашинных жидкостей, Стокгольм, Швеция, 3–7 апреля 2017 г. [CrossRef]

Machine Translated by Google

41. Си, К.; Буа, Г.; Цзян, К.; Он, В.; Али, А.; Юань, С. Исследование способности центробежных насосов работать в среде воздух-вода. Двухфазный приток: модельное и экспериментальное подтверждение. Энергетика 2018, 11, 48. [CrossRef]
42. 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]
43. Си, К.; Ляо, М.; Фан, М.; Юань, С.; Цюй, К.; Буа, Г. Экспериментальное исследование поведения потока центробежных насосов с незакрытым рабочим колесом в условиях вовлечения воздуха на входе. В материалах 14-й Европейской конференции по турбомашинному оборудованию по динамике и термодинамике турбомашинных жидкостей, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г.
44. 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. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2021, 6, 31. [CrossRef]
45. Ван, Ю.; Питерс, Н. Масштабирование проникновения распыления с испарением. Атомиз. Пр. 1999, 9, 111–132. [Перекрестная ссылка]
46. Пак, ЕТ; Ли, Дж. К. Изменения производительности и распределения давления в центробежном насосе при двухфазном потоке. Учеб. Инст. Мех. англ. А: Дж. Пауэр Энерджи, 1998, 212, 165–171. [Перекрестная ссылка]
47. Минемура, К.; Утияма, Т. Прогнозирование производительности насоса при двухфазном потоке воздух-вода на основе модели пузырькового потока. ASME J. Fluids Eng. 1993, 115, 781–783. [Перекрестная ссылка]
48. Мюллер Т.; Лимбах, П.; Шкода, Р. 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, Мадрид, Испания, 23–27 марта 2015 г.
49. Минемура, К.; Утияма, Т. Трехмерный расчет двухфазного потока воздух-вода в рабочем колесе центробежного насоса на модели пузырькового потока. ASME J. Fluids Eng. 1993, 115, 766–771. [Перекрестная ссылка]
50. Каридад Дж.; Асуахе, М.; Кеньери, Ф.; Треманте, А.; Агийон, О. Характеристика рабочего колеса центробежного насоса в двухфазном режиме. условия течения. Дж. Пет. наук. англ. 2008, 63, 18–22. [Перекрестная ссылка]
51. Ю, З.Я.; Чжан, QZ; Хуанг, Р.; Цао, С.Л. Численный анализ процесса переноса газожидкостной смеси в многофазной ротодинамике. насос. Конференция ИОП. Сер. Окружающая среда Земли. наук. 2012, 15, 32062. [CrossRef]
52. Мюллер, Т.; Лимбах, П.; Шкода, Р. Влияние геометрических упрощений и числовых параметров на трехмерное моделирование потока жидкости и газа URANS радиального насоса с эйлеровой монодисперсной двухфазной моделью. В материалах Международного симпозиума по явлениям и динамике транспорта (ISROMAC), Гонулулу, Гавайи, США, 10–15 апреля 2016 г.
53. Ван, Б.; Чжан, Х.; Дэн, Ф.; Ван, К.; Си, Q. Влияние расположения коротких лопаток по окружности на газ-жидкость Характеристики двухфазного потока центробежного насоса. Процессы 2020, 8, 1317. [CrossRef]
54. Чжоу, Л.; Хан, Ю.; Львов, В.; Ян, Ю.; Чжу, Ю.; Сонг, Х. Численный расчет энергетических характеристик и переходных характеристик. Центробежного насоса в двухфазном режиме газ-жидкость. Микромашины 2020, 11, 728. [CrossRef]
55. Чжун, Г.; Шао, К.; Ченг, В.; Чжао З. Численное моделирование и экспериментальное исследование двухфазного нестационарного течения газ-жидкость в центробежном насосе во время переходного процесса. Учеб. Инст. Мех. англ. С: Дж. Мех. англ. наук. 2022, 236, 2224–2241. [Перекрестная ссылка]
56. Хундсхаген, М.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода Р. Численное исследование двухфазного потока воздуха и воды в центробежном насосе с закрытым или полуоткрытым рабочим колесом. В материалах 13-й Европейской конференции по турбомашинному оборудованию по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г. [CrossRef]
57. Хундсхаген, М.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода Р. Экспериментальное исследование и 3D-CFD моделирование центробежных насосов для газонасыщенных жидкостей с закрытыми и полуоткрытыми рабочими колесами. В материалах 4-й Международной конференции по вращающемуся оборудованию, Висбаден, Германия, 24–25 сентября 2019 г.
58. Хундсхаген, М.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода, Р. 3D-моделирование потоков газосодержащей жидкости в центробежных насосах и Оценка двухжидкостных методов CFD. Эксп. Вычислить. Мультиф. Поток 2021, 3, 186–207. [Перекрестная ссылка]
59. Он, Д.; Ге, З.; Бай, Б.; Го, П.; Луо, Х. Двухфазная газожидкостная производительность центробежного насоса при притоке пузырьков на основе вычислительной гидродинамики и модели взаимодействия модели баланса населения. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 81402. [CrossRef]
60. Ян, С.; Солнце, С.; Луо, Х.; Чен, С.; Ли, К.; Фэн, Дж. Численное исследование распределения пузырьков в многоступенчатой центрифуге. Насос на основе модели баланса населения. Энергетика 2020, 13, 908. [CrossRef]
61. Стел, Х.; Офучи, Э.М.; Чива, С.; Моралес Р.Э. Численное моделирование газожидкостных потоков в центробежном роторе. хим. англ. наук. 2020, 221, 115692. [CrossRef]
62. Стел, Х.; Офучи, Э.М.; Чива, С.; Моралес, Р.Э.М. Численная оценка эксплуатационных характеристик и динамики двухфазного потока центробежного ротора, работающего в условиях газововлечения. Эксп. Вычислить. Мультиф. Поток 2021, 17, 221–240. [Перекрестная ссылка]
63. Чжан Ф.; Чжу, Л.; Чен, К.; Ян, В.; Аппиа, Д.; Ху, Б. Численное моделирование характеристик двухфазного газожидкостного потока центробежного насоса на основе CFD-PBM. Математика 2020, 8, 769. [CrossRef]
64. Чен, Ю.; Патил, А.; Чен, Ю.; Бай, К.; Ван, Ю.; Моррисон, Дж. Численное исследование разрушения головки первой стадии в электрооборудовании. Погружной насос с моделью баланса населения. Дж. Энергетические ресурсы. Технол. 2019, 141. [CrossRef]
65. Си, К.; Асад, А.; Ван, Б.; Ван, П.; Буа, Г.; Цзяньпин, Ю.; Кубар А.А. Численное исследование характеристик двухфазного потока газ-жидкость в многоступенчатом электрическом погружном насосе с использованием новой модели многоразмерной группы (MUSIG). Физ. Жидкости 2022, 34, 063311. [CrossRef]
66. Мансур, М.; Ковац, П.; Вундерлих, Б.; Тевенен, Д. Экспериментальные исследования двухфазного потока газ/жидкость в расширяющемся потоке. горизонтальный канал. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2018, 93, 210–217. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

67. Коппарти, С.; Мансур, М.; Джанига, Г.; Тевенен, Д. Численные исследования турбулентных однофазных и двухфазных течений в диффузоре. Межд. J. Multiphase Flow 2020, 130, 103333. [CrossRef]
68. Парих Т.; Мансур, М.; Тевенин, Д. Максимизация производительности насосных индукторов с помощью многокритериальной оптимизации на основе CFD. Структура. Мультидиск. Оптим. 2022, 65, 9. [CrossRef]
69. Парих Т.; Мансур, М.; Тевенен, Д. Исследования влияния зазора наконечника и индуктора на транспортировку воздуха и воды. двухфазный поток центробежными насосами. хим. англ. наук. 2020, 218, 115554. [CrossRef]
70. Пинеда, Х.; Биазусси, Дж.; Лопес, Ф.; Оливейра, Б.; Карвалью, РД; Баннварт, АС; Раткович, Н. Анализ распределения фаз во входном отверстии электрического погружного насоса (ЭЦН), обрабатывающего двухфазный поток вода-воздух, с использованием вычислительной гидродинамики (CFD). Дж. Пет. наук. англ. 2016, 139, 49–61. [Перекрестная ссылка]
71. Чжу Дж.; Чжу, Х.; Чжан, Дж.; Чжан, штаб-квартира Численное исследование структуры потока внутри погружного электрического насоса (ЭЦН) и сравнение с экспериментами по визуализации. Дж. Пет. наук. англ. 2019, 173, 339–350. [Перекрестная ссылка]
72. Мансур, М.; Парих, Т.; Энгель, С.; Тевенен, Д. Численные исследования двухфазного потока газ/жидкость в насосе-индукторе. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 21302. [CrossRef]
73. де Сантис, А.; Коломбо, М.; Хэнсон, Британская Колумбия; Фэйрвезер, М. Обобщенный подход к многофазному моделированию многомасштабных потоков. Дж. Компьютер. Физ. 2021, 436, 110321. [CrossRef]
74. Хундсхаген, М.; Рейв, К.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода, Р. Оценка многофазных методов CFD для потоков газонасыщенной жидкости в центробежных насосах с особым упором на изменение морфологии потока. В материалах 14-й Европейской конференции по турбомашинному оборудованию по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Гданьск, Польша, 12–16 апреля 2021 г. [CrossRef]
75. Маршалл, Х. На пути к численному моделированию многомасштабных двухфазных потоков. доктор философии Диссертация, Технический университет Мюнхена, Мюнхен, Германия, 2011 г.
76. Хундсхаген, М.; Рейв, К.; Нгуен, Б.Д.; Попп, С.; Хассе, К.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Шкода, Р. Моделирование двухфазного потока жидкости/газа в радиальных центробежных насосах с особым акцентом на переход от пузырьков к прилипшим скоплениям газа. ASME J. Fluids Eng. 2022, 144, 101202. [CrossRef]
77. Хэнш, С.; Лукас, Д.; Креппер, Э.; Хёне, Т. Многопольная концепция двух жидкостей для переходов между различными масштабами межфазных структур. Межд. J. Многофазный поток 2012, 47, 171–182. [Перекрестная ссылка]
78. Хэнш, С.; Лукас, Д.; Хёне, Т.; Креппер, Э. Применение новой концепции многомасштабных межфазных структур при прорыве плотины случай с препятствием. Нукл. англ. Дес. 2014, 279, 171–181. [Перекрестная ссылка]
79. Меллер Р.; Шлегель, Ф.; Лукас, Д. Базовая проверка числовой структуры, применяемой к адаптивному мультиполю морфологии двухжидкостная модель, учитывающая движение пузырьков. Межд. Дж. Нумер. Мет. Жидкости 2021, 93, 748–773. [Перекрестная ссылка]
80. Инь, Дж.; Чжан, Т.; Крулл, Б.; Меллер, Р.; Шлегель, Ф.; Лукас, Д.; Ван, Д.; Ляо, Ю. CFD-подход для перехода режима потока в газожидкостный сепаратор лопастного типа. Межд. J. Multiphase Flow 2023, 159, 104320. [CrossRef]
81. Фредерикс, Э.; Довицио, Д.; Матур, А.; Комен, Э. Моделирование двухрежимного двухфазного потока с использованием нового четырехпольного большого интерфейса. симуляционный подход. Межд. J. Многофазный поток 2021, 145. [CrossRef]
82. Уордл, К.Э.; Weller, HG Гибридный многофазный CFD-решатель для связанных дисперсных/сегрегированных потоков при экстракции жидкость-жидкость. Межд. Дж. Хим. англ. 2013, 2013, 128936. [CrossRef]
83. Шонибаре, Огайо; Уордл, К.Э. Численное исследование вертикально падающей струи с использованием гибридного многожидкостного решателя многофазной CFD. Межд. Дж. Хим. англ. 2015, 2015, 925639. [CrossRef]
84. Матур, А.; Довицио, Д.; Фредерикс, Э.; Комен, Э. Гибридный решатель с дисперсно-большим интерфейсом для моделирования многомасштабных двухфазных потоков . Нукл. англ. Дес. 2019, 344, 69–82. [Перекрестная ссылка]
85. Бысков, РК; Якобсен, СВ; Педерсен, Н. Поток в рабочем колесе центробежного насоса в расчетных и нерасчетных условиях. Часть II: Большие симуляции вихрей. ASME J. Fluids Eng. 2003, 125, 73–83. [Перекрестная ссылка]
86. Като, К.; Мукаи, Х.; Манабе А. Моделирование нестационарного потока в насосе со смешанным потоком с помощью крупных вихрей. Межд. J. Вращающаяся Маха. 2003, 9, 345–351. [Перекрестная ссылка]
87. Тан, Х.; Ван, Ф.; Ву, Ю. Улучшенное моделирование крупных вихрей двухфазных потоков в рабочем колесе насоса. Акта Мех. Грех. 2007, 23, 635–643. [Перекрестная ссылка]
88. Токиой, Т.Э.; Константинеску, С.Г. Проверка имитационной модели больших вихрей для моделирования потока во всасывающих устройствах насосов реалистичных Геометрия. Дж. Гидраул. англ. 2006, 132, 1303–1315. .:12(1303). [Перекрестная ссылка]
89. Чжан, В.; Ю, Ю.; Чен, Х. Численное моделирование нестационарного потока в рабочем колесе центробежного насоса в нерасчетных условиях с помощью гибридных подходов RANS/LES. В области высокопроизводительных вычислений и приложений; Хатчисон Д., Канаде Т., Киттлер Дж., Кляйнберг Дж. М., Маттерн Ф., Митчелл Дж. К., Наор М., Ниерстраз О., Панду Ранган К., Штеффен Б. и др. др., Ред.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2010 г.; Том 5938, стр. 571–578. ._80. [Перекрестная ссылка]
90. Ван, В.; Ван, Ю. Анализ внутреннего потока в низкоскоростном центробежном насосе на основе LES. Дж. Мех. наук. Технол. 2013, 27, 1619–1626. [Перекрестная ссылка]
91. Поса, А.; Липполис, А.; Верзикко, Р.; Баларас, Э. Моделирование крупных вихрей в насосах смешанного потока с использованием погружной границы. метод. Вычислить. Жидкости 2011, 47, 33–43. [Перекрестная ссылка]
92. Поса, А.; Липполис, А.; Баларас, Э. Моделирование крупновихревого насоса смешанного потока в нерасчетных условиях. ASME J. Fluids Eng. 2015, 137, 49. [CrossRef]

Machine Translated by Google

93. Си, К.; Юань, Дж.; Юань, С.; Ван, В.; Чжу, Л.; Буа, Г. Численное исследование колебаний давления в улитке центробежного насоса на основе модели SAS и экспериментальной проверки. Адв. Мех. англ. 2014, 6, 972081. [CrossRef]
94. Кюи, Б.; Чжан, К.; Чжан, Ю.; Чжу, З. Влияние угла среза задней кромки лопатки на нестационарный поток в центробежном насосе В непроектных условиях. Прил. наук. 2020, 10, 580. [CrossRef]
95. Шен, Дж. Ф.; Ли, Ю.Дж.; Лю, ZQ; Tang, XL Прогнозирование турбулентного потока и колебаний давления в рабочем колесе осевого насоса на базе ЛЕС. Конференция ИОП. Сер.: Матер. наук. англ. 2013, 52, 032015. [CrossRef]
96. Поса, А.; Липполис, А.; Баларас, Э. Исследование явлений разделения в радиальном насосе при пониженном расходе путем моделирования больших вихрей. ASME J. Fluids Eng. 2016, 138, 121101. [CrossRef]
97. Поса, А.; Липполис, А. Исследование LES нерасчетных характеристик центробежного насоса с диффузором изменяемой геометрии. Межд. J. Поток теплоносителя 2018, 70, 299–314. [Перекрестная ссылка]
98. Поса, А.; Липполис А. Влияние условий работы и угла установки диффузора на колебания давления внутри центробежного насоса. Межд. J. Поток теплоносителя 2019, 75, 44–60. [Перекрестная ссылка]
99. Поза, А. Исследование LES зависимости расхода через центробежный насос от геометрии диффузора. Межд. J. Тепловая жидкость Поток 2021, 87, 108750. [CrossRef]
100. Поза А. Исследование ЛЕС влияния угла входа диффузора центробежного насоса на колебания давления. Межд. J. Тепловая жидкость Поток 2021, 89, 108804. [CrossRef]
101. Кай, Б.; Парк, К.; Чой, Х.; Ли, М.; Ким, Дж. Х. Характеристики потока в центробежном насосе спирального типа с использованием моделирования крупных вихрей. Межд. J. Поток теплоносителя 2018, 72, 52–60. [Перекрестная ссылка]
102. Пакот, О.; Като, К.; Го, Ю.; Ямаде, Ю.; Авеллан, Ф. Моделирование большого вихря вращающегося срыва в насосной турбине, работающей в Режим откачки при частичной нагрузке. ASME J. Fluids Eng. 2016, 138. [CrossRef]
103. Чжан Н.; Лю, Х.; Гао, Б.; Ван, Х.; Ся, Б. Влияние изменения профиля задней кромки лопатки на нестационарные пульсации давления и Структуры потока в центробежном насосе. Межд. J. Поток теплоносителя 2019, 75, 227–238. [Перекрестная ссылка]
104. Чжан Т.; Ву, Д.; Цю, С.; Чжоу, П.; Рен, Ю.; Моу, Дж. ЛЕС Анализ нестационарных характеристик потока центробежного насоса Рабочее колесо. Жидкостная Дин. Матер. Процесс. 2022, 18, 1349–1361. [Перекрестная ссылка]
105. Чжоу, П.; Дай, Дж.; Ян, К.; Чжэн, С.; Йе, К.; Чжан, Х. Влияние туловищных клеток на характеристики колебаний давления в центробежном двигателе. Насос. Симметрия 2019, 11, 1116. [CrossRef]
106. Соргювен Э.; Инсир, С.; Хайгейт, Дж. Понимание механизмов генерации потерь в центробежном насосе с использованием моделирования больших вихрей. Межд. J. Heat Fluid Flow 2022, 96, 108994. [CrossRef]
107. Поуп С.Б. Турбулентные потоки; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 2000 г. [CrossRef]
108. Фрелих Дж.; Меллен, СР; Роди, В.; Теммерманн, Л.; Лешзинер, М.А. Моделирование отрывного течения в канале с большими вихрями с высоким разрешением и периодическими сужениями по направлению. Дж. Гидромеханика. 2005, 526, 19–66. [Перекрестная ссылка]
109. Ким, Д.; Чой, Х. Метод погруженных границ для обтекания произвольно движущегося тела. Дж. Комп. Физ. 2006, 212, 662–680. [Перекрестная ссылка]
110. Спаларт, PR; Джоу, WH; Стрелец М. Комментарии о возможности LES для крыльев и гибридном подходе RANS/LES. В достижениях в области DNS/LES; Лю К., Лю З., Сакелл Л., ред.; Грейден Пресс: Колумбус, Огайо, США, 1997.
111. Спаларт, П.Р. Моделирование отдельных вихрей. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2009, 41, 181–202. . [Перекрестная ссылка]
112. Спаларт, PR; Дек, С.; Шур, МЛ; Сквайрс, К.Д.; Стрелец, МК; Травин, А. Новая устойчивая версия моделирования отдельных вихрей к неоднозначной плотности сетки. Теория. Вычислить. Гидродинамика 2006, 20, 181–195. [Перекрестная ссылка]
113. Speziale, CG-моделирование турбулентности для зависящих от времени RANS и VLES: обзор. Журнал AIAA 1998, 36, 173–184. [Перекрестная ссылка]
114. Басара, Б.; Крайнович, С.; Гиримаджи, С.; Павлович, З. Пристеночная формулировка частично усредненной турбулентности Навье-Стокса Модель. AIAA J. 2011, 49, 2627–2636. [Перекрестная ссылка]
115. Гиримаджи, С.С. Частично усредненная модель Навье-Стокса для турбулентности: усредненная по Рейнольдсу модель Навье-Стокса для прямых численных вычислений. Метод моделирования мостов. Дж. Прил. Мех. 2006, 73, 413–421. [Перекрестная ссылка]
116. Шауа, Б.; Шистель, Р. Новая частично интегрированная транспортная модель для подсеточных напряжений и скорости диссипации для развивающихся турбулентных потоков. Физ. Жидкости 2005, 17, 065106. [CrossRef]
117. Синь, Т.; Чили, Л.; Мэн, З.; Хаотянь, Ю.; Вэй, Дж.; Юйчуань, В.; Дийи, К. Анализ характеристик нестационарного потока центробежных машин. Насос под частичной нагрузкой на основе модели турбулентности DDES. Шок Виб. 2021, 2021, 1–11. [Перекрестная ссылка]
118. Чжан Н.; Лю, Х.; Гао, Б.; Ся, Б. DDES-анализ нестационарного следа течения и его эволюция центробежного насоса. Обновить. Энергетика 2019, 141, 570–582. [Перекрестная ссылка]
119. Стрелец М. Моделирование отрывных вихрей массивно отрывающихся течений. В материалах 39-го совещания по аэрокосмическим наукам и Экспонат; Американский институт аэронавтики и астронавтики: Рестон, Вирджиния, США, 2001 г. [CrossRef]
120. Ментер, Ф.; Каррегал Феррейра, Дж.; Эш, Т.; Конно, Б. Модель турбулентности SST с улучшенной обработкой стенок для прогнозирования теплопередачи в газовых турбинах. В материалах Международного конгресса по газовым турбинам, Токио, Япония, 2–7 ноября 2003 г.
121. Грицкевич, М.С.; Гарбарук А.В.; Шютце, Дж.; Ментер, Ф.Р. Разработка формулировок DDES и IDDES для модели переноса сдвигового напряжения k-ω . Флоу Турбул. Сжечь. 2012, 88, 431–449. [Перекрестная ссылка]
122. Ментер, Ф.; Хюппе, А.; Матюшенко А.; Колмогоров Д. Обзор гибридных RANS–LES моделей, разработанных для промышленного применения. CFD. Прил. наук. 2021, 11, 2459. [CrossRef]
123. Ротта, JC Turbulente Strömungen: Eine Einführung in die Theorie und ihre Anwendung; Vieweg+Teubner Verlag: Висбаден, Германия, 1972 г.; Том 15. [CrossRef]

Machine Translated by Google

124. Фрелих Дж.; фон Терци, Д. Гибридные методы LES/RANS для моделирования турбулентных потоков. Прог. Аэросп. наук. 2008, 44, 349–377. [Перекрестная ссылка]

125. Джакирлич, С.; Бопп, М.; Чанг, СУ; Кёлер, Ф.; Крумбейн, Б.; Кутей, Л.; Кютемайер, Д.; Маден, И.; Мадута, Р.; Ульрих, М.; и др. Подмасштабное моделирование на основе RANS в методах вихревого моделирования. ЭРКОФТАК Бюлл. 2019, 121, 5–16.

126. Егоров Ю.; Ментер, Ф. Разработка и применение модели турбулентности SST-SAS в проекте DESIDER. В достижениях в гибридном моделировании RANS-LES; Пэн С.Х., Хаасе В., ред.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2008 г.; Том 97, стр. 261–270. [Перекрестная ссылка]

127. Ментер Ф. Модели вихревой вязкости с двумя уравнениями для инженерных приложений. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605. [Перекрестная ссылка]

128. Ментер, Ф.; Егоров Ю. Метод масштабно-адаптивного моделирования для прогнозирования нестационарных турбулентных потоков. Часть 1: Теория и Описание модели. Флоу Турбул. Сжечь. 2010, 85, 113–138. [Перекрестная ссылка]

129. Люциус, А.; Бреннер, Г. Нестационарное CFD-моделирование насоса в условиях частичной нагрузки с использованием масштабно-адаптивного моделирования. Межд. Дж. Хит Поток жидкости 2010, 31, 1113–1118. [Перекрестная ссылка]

130. Шиффер-Розенбергер, Дж.; Боднер, К.; Джаберг, Х. Анализ производительности насоса с однолопастным рабочим колесом на основе нестационарного трехмерного численного моделирования. В материалах 3-й Международной конференции по вращающемуся оборудованию, Дюссельдорф, Германия, 14–15 сентября 2016 г.; стр. 193–203.

131. Павези, Г.; Дазин А.; Каваччини, Г.; Каньяерт, Г.; Буа, Г.; Ардиччон, Г. Экспериментальное и численное исследование невынужденной нестационарности в безлопастном радиальном диффузоре. В материалах 9-й Европейской конференции по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Стамбул, Турция, 21–25 марта 2011 г.

132. Чжао, Х.; Луо, Ю.; Ван, З.; Сяо, Ю.; Авеллан, Ф. Численное моделирование нестационарного потока и диссипации внутренней энергии для Центробежный насос с низким напором в условиях частичной нагрузки. Энергетика 2019, 12, 13. [CrossRef]

133. Хундсхаген, М.; Казимир, Н.; Пеш, А.; Фалсафи, С.; Шкода, Р. Оценка масштабно-адаптивных моделей турбулентности спирального типа. центробежные насосы при частичной нагрузке. Межд. J. Heat Fluid Flow 2020, 85, 108621. [CrossRef]

134. Рэйв, К.; Леменкюлер, М.; Вирц, Д.; Барт, НЖ; Шкода, Р. Трехмерное моделирование потока в резервуаре с перегородками и мешалкой для оценки геометрических упрощений и масштабно-адаптивной модели турбулентности. хим. англ. наук. 2021, 231, 116262. [CrossRef]

135. Мюллер, Т.; Лимбах, П.; Шкода, Р. Трехмерное моделирование потока жидкость-газ радиального насоса с помощью эйлеровой монодисперсной двухфазной модели. В материалах 3-й Международной конференции по вращающемуся оборудованию, Дюссельдорф, Германия, 14–15 сентября 2016 г.

136. Шиллер Л.; Науманн, А. Über die grundlegenden Berechnungen bei Schwerkraftaufbereitung. З. Де Верейн Dtsch. инженерия 1933, 77, 318–320.

137. Аутон, ТР; Хант, JCR; Прюдом, М. Сила, действующая на тело в невязком нестационарном неоднородном вращательном потоке. Дж. Гидромеханика. 1988, 197, 241–257. [Перекрестная ссылка]

138. Ржехак, Р.; Креппер, Э.; Ляо, Ю.; Цигенхейн, Т.; Крибич, С.; Лукас, Д. Базовая модель для моделирования пузырьковых потоков. хим. англ. Технол. 2015, 38, 1972–1978. [Перекрестная ссылка]

139. Брэкбилл, Дж.; Коте, Д.; Земах, К. Континуальный метод моделирования поверхностного натяжения. Дж. Компьютер. Физ. 1992, 100, 335–354. [Перекрестная ссылка]

140. Нгуен, Б.Д.; Попп, С.; Хундсхаген, М.; Шкода, Р.; Мансур, М.; Тевенен, Д.; Хассе, К. Моделирование больших вихрей турбулентных газожидкостных потоков в расширяющемся горизонтальном канале с использованием гибридного многофазного подхода. ASME J. Fluids Eng. 2023, 145, 31501. [CrossRef]

141. Блюм, М.; Шварц, П.; Руше, Х.; Вайс, Л.; Венсинг, М.; Шкода, Р. 3D-моделирование турбулентного и кавитирующего потока для анализа механизмов первичного распада в реалистичных процессах впрыска дизельного топлива. Атомиз. Пр. 2019, 29, 861–893. [Перекрестная ссылка]

142. Ansys Inc. Теоретическое руководство по ANSYS CFX-Solver, версия 18.0; ANSYS, Inc.: Кэнонсбург, Пенсильвания, США, 2017.

143. Де Сантис, А.; Хэнсон, Британская Колумбия; Фэйрвезер, М. Гидродинамика кольцевых центробежных контакторов: CFD-анализ с использованием нового подхода к моделированию многофазного потока. хим. англ. наук. 2021, 242, 116729. [CrossRef]

144. Коломбо, М.; де Сантис, А.; Хэнсон, Британская Колумбия; Фэйрвезер, М. Прогнозирование горизонтальных режимов сегрегированного течения газа и жидкости с помощью Мультижидкостная модель с полнопоточным режимом. Процессы 2022, 10, 920. [CrossRef]

145. Штрубель, Л.; Тисель И. Двухжидкостная модель с обострением границы раздела. Межд. Дж. Нумер. Мет. англ. 2011, 85, 575–590. [Перекрестная ссылка]

146. Ло, С. Применение модели MUSIG к пузырьковым потокам. В материалах AEAT-1096, AEA Technology, Карлсбад, Калифорния, США, июнь 1996 г.

147. Креппер Э.; Фрэнк, Т.; Лукас, Д.; Прассер, Х.М.; Зварт, П. Неоднородная модель MUSIG — подход к балансу населения для полидисперсного пузырькового потока. В материалах 6-й Международной конференции по многофазным потокам, Лейпциг, Германия, 9–13 июля 2007 г.

148. Ленигк, Р.; Бейнбридж, В.; Ляо, Ю.; Лукас, Д.; Ниеми, Т.; Пелтола, Дж.; Шлегель, Ф. Моделирование баланса населения с открытым исходным кодом основа для моделирования полидисперсных многофазных потоков. Айше Ж. 2022, 68, e17539. [Перекрестная ссылка]

149. Кумар, С.; Рамкришна, Д. О решении уравнений баланса населения путем дискретизации - И. Техника фиксированного поворота. хим. англ. наук. 1996, 51, 1311–1332. [Перекрестная ссылка]

150. Креппер Э.; Лукас, Д.; Фрэнк, Т.; Прассер, Х.М.; Зварт, П.Дж. Неоднородная модель MUSIG для моделирования полидисперсных потоков. Нукл. англ. Дес. 2008, 238, 1690–1702. [Перекрестная ссылка]

151. Принс, МД; Бланш, Х.В. Слияние и разрушение пузырьков в барботажных колоннах с пузырьками. Айше Дж. 1990, 36, 1485–1499. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

152. Луо, Х.; Свендсен, Х.Ф. Теоретическая модель разрушения капель и пузырьков в турбулентных дисперсиях. Айше Дж. 1996, 42, 1225–1233. [Перекрестная ссылка]

153. Ляо, Ю.; Ржехак, Р.; Лукас, Д.; Креппер, Э. Базовая модель закрытия диспергированного пузырькового потока: слияние и разрушение пузырьков. хим. англ. наук. 2015, 122, 336–349. [Перекрестная ссылка]

154. Рэйв, К.; Гермес, М.; Вирц, Д.; Хундсхаген, М.; Фрибель, А.; фон Харбоу, Э.; Барт, НЖ; Шкода, Р. Эксперименты и трехмерное моделирование потока дисперсной жидкости с перегородками в резервуаре с перегородками CFD-PBM с полной переходной связью. хим. англ. наук. 2022, 253, 117518. [Перекрестная ссылка]

155. Джасак, Х. Анализ ошибок и оценка метода конечных объемов с применением к потокам жидкости. доктор философии Диссертация, Императорская Колледж науки, технологий и медицины, Лондон, Великобритания, 1996 г.

156. Патанкар, С.; Спалдинг, Д. Процедура расчета переноса тепла, массы и импульса в трехмерных параболических потоках. Межд. Дж. Тепломассообмен, 1972, 15, 1787–1806. [Перекрестная ссылка]

157. Фаррелл, ЧП; Мэддисон, Дж. Р. Консервативная интерполяция между объемными сетками с помощью локальной проекции Галеркина. Вычислить. Методы Прил. Мех. англ. 2011, 200, 89–100. [Перекрестная ссылка]

Г.; Петелин, С.; Двухфазный поток. Тисель, И. Сочетание отслеживания границы раздела и двухжидкостных моделей для моделирования несжимаемой жидкости 158. Черн, Дж. Комп. Физ. 2001, 171, 776–804. [Перекрестная ссылка]

159. Норузи, ММ; Маддахян, Р.; Рамезани, Миннесота; Ансари, М.Р. Многомасштабная модель многофазного потока в стиле LES, основанная на Явления распада и слияния. Дж. Прил. Жидкостная механика. 2022, 15, 1073–1085. [Перекрестная ссылка]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Численный анализ потока с использованием свободного бегуна † Ниже по потоку от турбины Фрэнсиса

Алин Илие Босиок 1,*, Рауль-Александру Сакаль [2], Адриан Ступару 1* и Ромео Сьюзен-Ресига [1]

[1] Кафедра механических машин, оборудования и транспорта Политехнического университета Тимис, оара, Bv. Михай Витязу, № 1, RO-300222 Тимиш, оара, Румыния
[2] Румынская академия – филиал в Тимишоаре, Bv. Михай Витязу, № 24, RO-300223 Тимиш, Оара, Румыния * Адрес для переписки: alin.bosioc@upt.ro (AIB); adrian.stuparu@upt.ro (AS)
† Эта статья была опубликована в материалах 18-й конференции по моделированию потока жидкости (CMFF'22), Будапешт, Венгрия, 30 августа – 2 сентября 2022 г.

Аннотация: Современные потребности промышленно развитых стран требуют использования как можно большего количества возобновляемой энергии. Одной из серьезных проблем с возобновляемыми источниками энергии является то, что производимая мощность колеблется. В настоящее время единственным доступным способом компенсации энергии в кратчайшие сроки являются гидроэлектростанции. Вместо этого гидроэлектростанции (особенно станции, оснащенные гидротурбинами с неподвижными лопастями) рассчитаны на работу вблизи оптимальной рабочей точки с максимальным отклонением ±10%. Энергетический рынок требует, чтобы гидравлические турбины работали во все более широкой области от -35% до 20% от оптимальной рабочей точки. Работа гидротурбин вдали от оптимальной рабочей точки приводит к появлению за турбиной замедленного закрученного потока с гидравлическими неустойчивостями (известного в литературе как вихревой канат). Основная цель данной статьи — численное исследование новой концепции с использованием свободного рабочего колеса после главного гидравлического рабочего колеса турбины, а точнее в конусе вытяжной трубы. Концепция свободного бегуна требует вращения с ускоряющейся скоростью с исчезающим механическим крутящим моментом. Основная цель – перераспределение общего давления и момента между валом и периферией. Кроме того, свободный бегун не изменяет рабочую точку главного рабочего колеса гидравлической турбины.

Ключевые слова: концепция свободного бегуна; гидравлические турбины; численное моделирование; Лазерное доплеровское измерение скорости; конус вытяжной трубы; валидация; вихревой канат; визуализация; неустойчивое давление

check for updates

Цитирование: Босиок, А.И.; Сакаль, Р.-А.; Ступару, А.; Сьюзен-Ресига, Р. Численный анализ потока с использованием свободного рабочего колеса после турбины Фрэнсиса. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8 , 14. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020014

Академические редакторы: Янош Габор Вад, Чаба Хорват и Тамаш Бенедек

Поступила: 2 февраля 2023 г.
Пересмотрено: 5 апреля 2023 г.
Принято: 7 апреля 2023 г.
Опубликовано: 4 мая 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Фактический энергетический кризис увеличивает развитие экологически чистых возобновляемых источников энергии (ветряной и солнечной), что делает внедрение электрических сетей большим нестабильным компонентом. Поэтому многие гидроэлектростанции работают для того, чтобы сгладить колебания ветровой и солнечной энергии. Несмотря на то, что гидравлические турбины работают в нерасчетных условиях для сетевых служб (частичная нагрузка и высокая нагрузка), их эффективность резко снижается. Избыток остаточной закрутки поглощается вытяжной трубой после рабочего колеса турбины [1–4]. При работе гидротурбин в нерасчетных условиях остаточная закрутка на нагнетательном конусе является следствием несоответствия потока, создаваемого золотниковыми затворами, и углового момента, извлекаемого рабочим колесом турбины [5]. В целом для всех гидротурбин наихудшие условия эксплуатации – это работа машины на частичном разряде. Для режима частичного разряда остаточная закрутка, засасываемая коническим диффузором тяговой трубы, приводит к развитию так называемого вихревого жгута [6–10]. Обычно вихревой жгут развивается по всей длине разрядного конуса и характеризуется четко выраженной основной частотой и амплитудо По данным Чокана и др. [11] основная частота имеет значения от 0,2 до 0,4 от частоты вращения бегунка. Основная частота сопровождается

Machine Translated by Google

амплитудой давления, причем пульсирующее давление обуславливает высокие вибрации в разрядном конусе и ближайших компонентах [12–14]. С развитием гидравлических турбин были разработаны, испытаны и реализованы различные методы смягчения нежелательного эффекта вихревого каната. Эти методы можно разделить на пассивные (не требующие вспомогательного питания) и активные (требующие вспомогательного питания и контура управления) [15]. Один из первых пассивных методов был предложен в 1980-х годах Тиком [16].

Позже появилось множество других пассивных технологий, таких как J-образные канавки, установленные на стенке конуса [17], ребра [18], удлинители рабочего конуса [19], диафрагма, установленная после конического диффузора [20], радиальное выдвижение твердых тел [20]. 21], были исследованы метод обратной связи потока [22] и статор , установленный после рабочего колеса [23] . Также были исследованы методы активного управления, такие как нагнетание воздуха или воды через различные зоны гидротурбины [24–28] и метод магнитореологического управления [29,30] . Все эти методы имеют неоспоримые преимущества, особенно при работе с частичной или полной нагрузкой, но во всех режимах работы гидравлической машины имеют некоторые недостатки (Кугиас и др. [1]).

Вместе с этими средствами контроля использовались различные измерительные и наблюдательные системы для количественной оценки влияния средств контроля на гидродинамические явления, развивающиеся в коническом диффузоре. Наиболее распространенными видами исследований гидродинамического поля потока, генерируемого в условиях частичной нагрузки, являются измерения давления на стенке конического диффузора и измерения 2D-лазерной доплеровской скорости (LDV). В дополнение к этому использовались наблюдения с помощью высокоскоростной камеры и двухмерная или трехмерная велосиметрия изображений частиц (P
Система 2D LDV — это неинвазивный метод, который позволяет измерять профили скорости в конических диффузорах, предлагая более широкое изображение всех полей потока. Напротив, инструменты, используемые для измерения давления, трудно разместить в потоке, и по этой причине их часто используют на стенке конического диффузора [22,31–33].

Экспериментальный анализ в сочетании с численным моделированием может дать полную картину потока гидравлического оборудования. Соответственно, в данной статье представлено и проанализировано течение в коническом диффузоре путем сочетания экспериментальных исследований и численного моделирования. Экспериментальные исследования, выполненные в данной статье, состоят из измерений профилей скорости с помощью лазерной доплеровской скорости (LDV) и пульсаций давления соответственно. Численное моделирование, выполненное в этой статье, сначала подтверждается численным моделированием, а во-вторых, вихревая веревка извлекается для исследов
На основе экспериментального и численного анализа анализируется новая концепция свободного рабочего колеса, установленного после основного рабочего колеса. Эта концепция была представлена Сьюзан Резига и др. [5] и в дальнейшем был спроектирован простейшим образом (три прямые лопасти) и испытан для подтверждения этой идеи.

2. Экспериментальная

установка Для анализа замедленного закрученного потока из конических диффузоров гидравлических турбин можно использовать модели турбин или суррогатные модели турбин. В нашем случае мы выбрали суррогатную модель – вихревой генератор, способный создавать на входе в конический диффузор замедленный закрученный поток, аналогичный выходному потоку реальной гидравлической турбины [27,28].

Вихревой аппарат установлен на экспериментальной испытательной установке, разработанной в лаборатории, которая служит для исследования различных методов управления за счет уменьшения нестабильности потока, связанной с вихревым канатом. Вихревой аппарат , установленный на главном гидравлическом контуре испытательной установки, состоит из двух основных компонентов: генератора завихрения и испытательной секции. Генератор вихря состоит из трех компонентов: оживала, статора и главной направляющей, которые установлены на цилиндрической секции из плексигласа с внутренним диаметром 0,150 м, как показано на рисунке 1. Основная направляющая и статор создают на входе конический диффузор - вращающийся поток, аналогичный выходному потоку бегуна Фрэнсиса, работал при расходе 70% от номинального расхода [11].

Machine Translated by Google

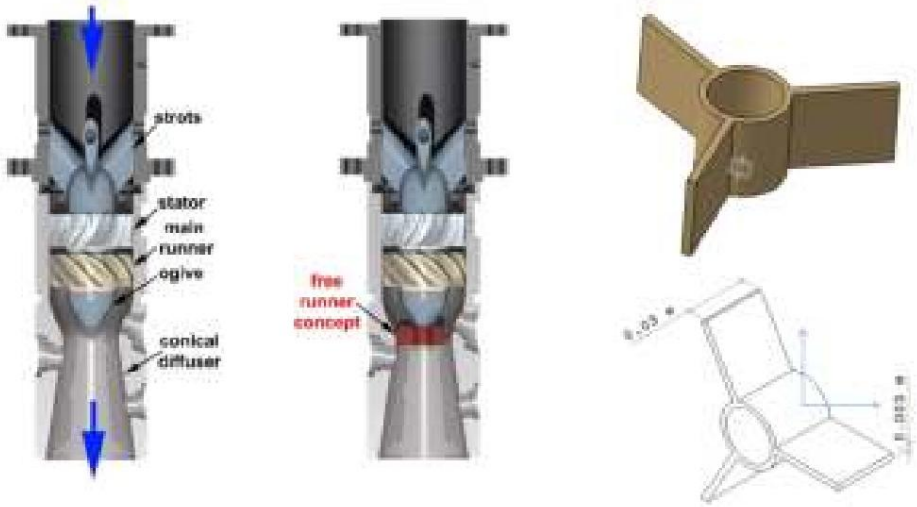


Рис. 1. Завихритель и испытательный участок экспериментального стенда. Исходная конфигурация (слева), конфигурация с концепцией свободного бегуна, реализованная на испытательном стенде (в центре) и форма концепции свободного бегуна с тремя лопастями и основными размерами (справа).

Ниже по течению главного желоба, на экспериментальной испытательной установке концепция свободного бегуна. был установлен, см. рисунок 1 (справа). Концепция свободного бегуна предполагает, что он вращается с скорость убегания с исчезающим механическим моментом. Основная цель – перераспределение общее давление и импульс между валом и периферией, так что поток полное давление и импульс не изменяются. Кроме того, свободный бегун не изменить рабочую точку главного рабочего колеса гидравлической турбины. Преимущества бесплатного Подход к рабочему столу после турбины главного рабочего колеса:

- Уменьшите пульсации давления от конуса вытяжной трубы за счет уменьшения объема вихревой канат.
- Обеспечить лучшую конфигурацию потока на входе в конус вытяжной трубы.

Концепция свободного бегуна была впервые представлена Сьюзен Ресига и др. [5], с использованием так называемой турбины Фрэнсиса с тандемными рабочими колесами. Подобный подход можно найти у Гохмана [22] с использованием стоячего аппарата ниже бегуна Фрэнсиса. Свободный бегун концепция (см. эскиз на рисунке 1) после главной турбины добавит необходимые гибкость регулирования турбины Фрэнсиса и избежание износа гидравлической турбины компоненты.

Основные размеры комплектующих вихревого аппарата вместе с аспекты концепции свободного бегуна представлены в таблице 1.

Таблица 1. Гидравлические параметры испытательного стенда и основных компонентов.

Параметр	Ценить	Единица
Номинальный расход Qn	0,03	[м3/с]
Номинальное давление в основном резервуаре	30 000	[Па]
Скорость вращения главного колеса n	940	[об/мин]
Диаметр наконечника главной направляющей Dt	0,150	[м]
Диаметр ступицы главного колеса Dh	0,06	[м]
Номер главной полозья z	10	[-]
Скорость вращения свободного бегуна NFR	850	[об/мин]
Диаметр свободного рабочего колеса Dt-fr	0,100	[м]
Диаметр свободной рабочей втулки Dh-fr	0,03	[м]
Бесплатный номер бегуна ZFR	3	[-]

Согласно таблице 1 номинальный расход в главном гидроконтуре составил 0,03 м3/с для всех измерений. Скорость главного бегуна измерялась с помощью

Machine Translated by Google

Существующая система регистрации данных в лаборатории, а скорость свободного бегуна устанавливалась с помощью стробоскопа.

3. Числовая установка

Числовая область была представлена в полном 3D и состоит из 5,8 миллионов смешанных ячеек. Сначала численные результаты были получены без учета наличия свободного бегуна, а после разработки вихревого каната активировался свободный бегун с тремя лопастями , согласно рисунку 2.



Рисунок 2. Полная трехмерная область: без свободного бегуна (слева) и со свободным бегуном (справа).

Численное моделирование выполнено с помощью ANSYS Fluent 2021R1. Для моделирования параметров турбулентности использовался нестационарный решатель вместе с обобщенной моделью k-ω (GEKO) . На входную границу области накладывались компоненты скорости вместе с параметрами турбулентности из выходного сечения генератора закрутки, полученные в результате экспериментальных измерений . На выходной границе задавалось условие истечения. Для всех граничных условий стенки была сохранена настройка Fluent по умолчанию с условием отсутствия скольжения и стандартной моделью шерохова

Для расчета взаимодействия между вращающейся областью, содержащей свободный бегун с тремя лопастями, и статической областью был использован метод скользящей сетки, и были определены два интерфейса сетки с активированной опцией сопоставления, выше и ниже по потоку от свободного бегуна. Скорость вращения, наложенная на вращающуюся область, составляла 850 об/мин, что соответствовало свободному движению рабочего колеса, и было экспериментально установлено. определенный.

Для создания вихревого каната сначала «скрывалось» наличие свободного бегуна, определив граничное условие на лопастях как внутреннее, а объем задав как воду.

После создания вихревой веревки активировался свободный бегун путем наложения на лопасти граничного условия стенки, а объем устанавливался как сплошной.

В качестве метода решения использовалась схема SIMPLEC для расчета связи давление-скорость. Пространственная дискретизация была установлена на «Второй порядок против ветра» для параметров давления, импульса и турбулентности и на «Ячейка наименьших квадратов» для градиента.

В качестве переходной формулировки было выбрано ограниченное неявное второго порядка.

Шаг по времени был установлен равным 0,001 с, что соответствует перемещению свободного бегуна примерно на 5 , и для каждого шага по времени рассматривалось 15 итераций. Численное моделирование проводилось для времени истечения 4,458 с для случая без бегуна и для времени истечения 2,505 с для случая со свободным бегуном.

4. Проверка результатов

Первым шагом в анализе новой концепции является проверка профилей скорости, полученных в результате трехмерного численного моделирования, на соответствие экспериментальным результатам. Измерения

Machine Translated by Google

были проверены в конвергентной части тестового участка на оси съемки W0. Сравнение экспериментального анализа и трехмерного численного моделирования показывает, что численные результаты очень хорошо согласуются с экспериментальными значениями. Сравнение было сосредоточено на двух компонентах скорости: меридиональной скорости и окружной скорости. Обратите внимание, что экспериментальные компоненты скорости использовались для проверки результатов численного моделирования, а не в качестве граничных условий. На рисунке 3 (справа) длина оси исследования W0 (соответствует оси X на рисунке 3) представлена в безразмерном виде с учетом опорного радиуса Rref от горловины (входа в конический диффузор). Скорость представлена в безразмерном виде (соответствует оси Y) с учетом скорости горла при расходе потока 0,03 м3/с.

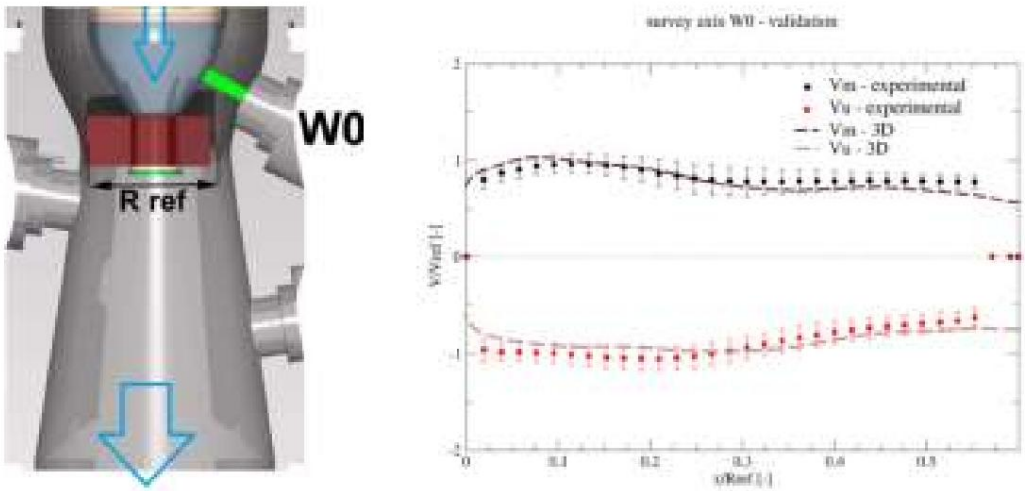


Рисунок 3. Проверка скоростей, измеренных экспериментально с помощью LDV на оси съемки W0, с профилями скорости, полученными в результате 3D численного моделирования).

5. Результаты и анализ Учитывая

хорошую проверку численного исследования, следующим шагом является анализ потока и давления на основе численного моделирования для исследованных случаев, без и со свободным бегуном. На рис. 4 представлена оценка течения в коническом диффузоре для обоих случаев с анализом формирования вихревого жгута. Для визуализации вихревой веревки была построена изоповерхность постоянного давления зеленого цвета, а также рассчитаны и нанесены ядра вихрей поля потока tt (красные сферы). На рисунках видно, что вихревой жгут присутствует в коническом диффузоре в случае без бегуна (левая часть изображений слева). Он формируется вблизи оживала и продолжается на 2/3 длины конического диффузора. Когда свободный бегун вставляется в продолжение оживала, вихревой канат начинает уменьшаться в длине и толщине. Он формируется на конце вала свободного бегунка и продолжается примерно на 1/3 длины конического диффузора.

Другой анализ состоит в оценке нестационарного давления, зарегистрированного на расстоянии 100 мм ниже по потоку от впускного отверстия конического диффузора, как показано на рисунке 5. Нестационарное давление регистрируется в результате численного моделирования и после выполнения БПФ. Анализ БПФ показывает основную частоту вихревого каната (14,5 Гц). В случае без свободного бегуна максимальная амплитуда достигает значения 2000 Па. При введении свободного бегуна максимальная амплитуда достигает значения 1500 Па, что означает снижение на 25%. Тем не менее, отмечается, что в данном случае тестируется простой бегун только с тремя прямыми лопастями.

Machine Translated by Google

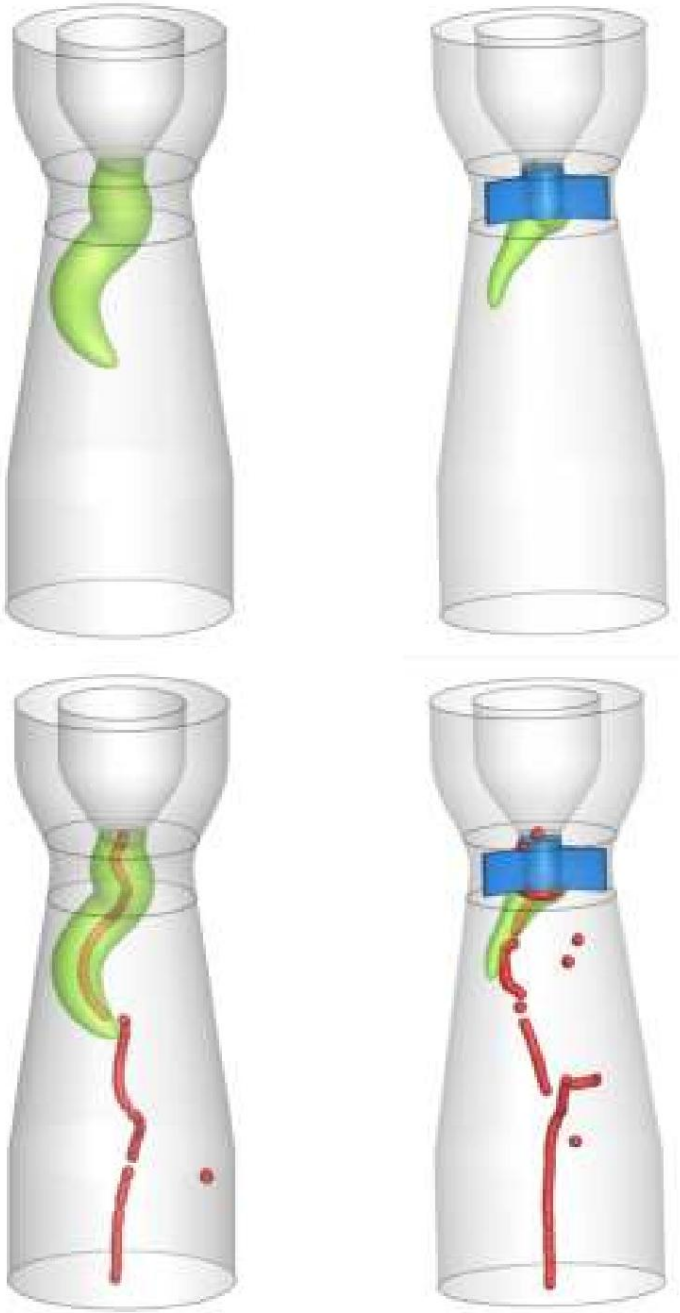


Рис. 4. Визуализация вихревого каната для случая: без и со свободным бегунком.

Учитывая, что форма лопасти свободного рабочего колеса прямоугольная, постоянной толщины 3 мм, без профилированной передней и задней кромки, была проведена оценка общего давления для определения гидравлических потерь. В случае без свободного бегуна (с развитым вихревым канатом) полная разница давлений на входе и выходе в числовой области составляет 3695 Па. При реализации концепции свободного бегуна (с уменьшенным вихревым канатом) полное давление разница составляет 4475 Па. Таким образом, в случае установки свободного бегуна на входе в конический диффузор гидравлические потери увеличиваются на 21%. Дальнейшие исследования с использованием профилированных лопастей на свободном бегуне позволят лучше снизить гидравлические потери. При этом минимальное давление перемещается от зевла вихревого генератора (случай без бегуна) к выходу вала (случай со свободным бегунком), а это значит, что ни основной бегун, ни бегун не работают в кавитации.

Machine Translated by Google

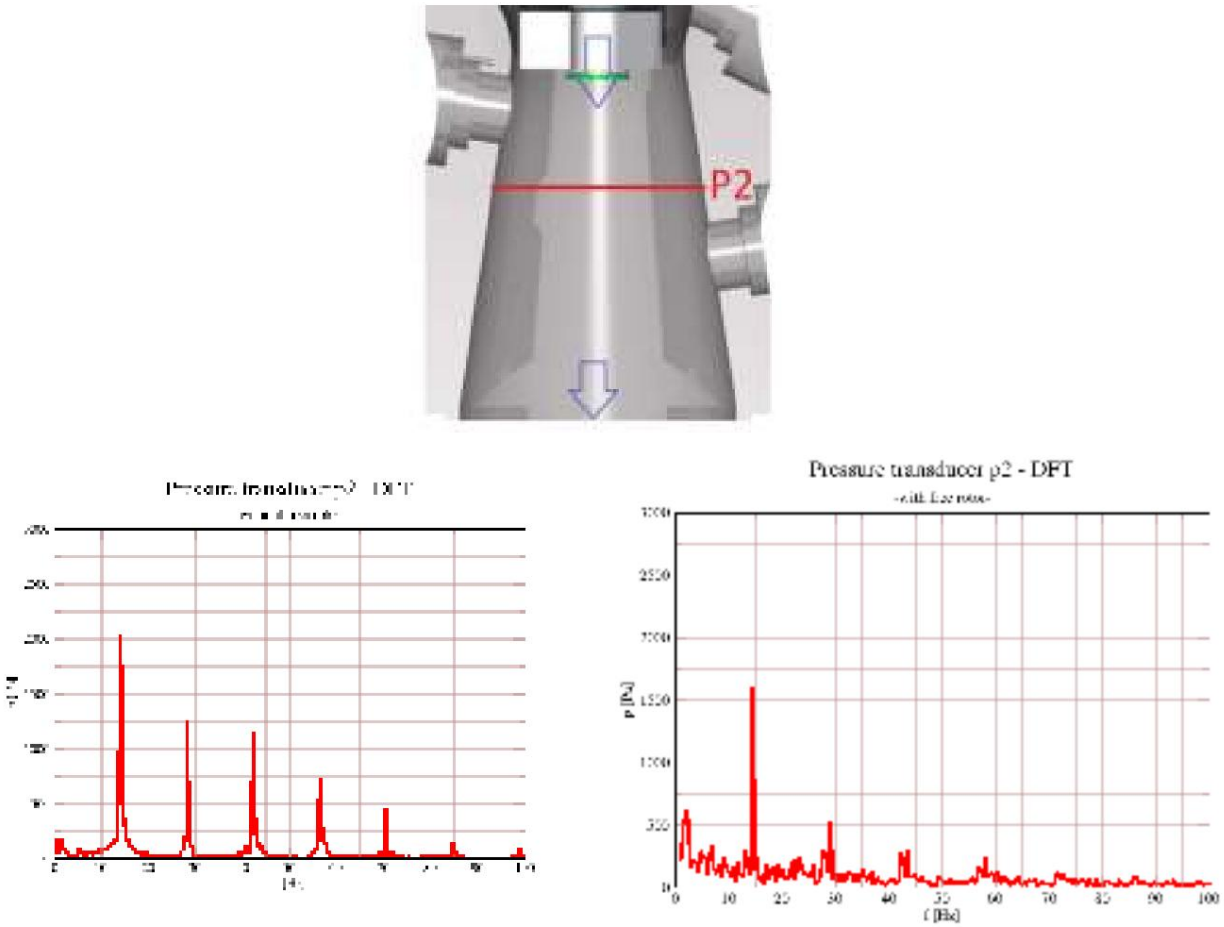


Рис. 5. Оценка преобразования Фурье в точке P2, находящейся на 100 мм ниже по потоку от входа в конический диффузор, для случаев без и со свободным бегунком из численного моделирования.

6. Выводы

В данной статье предлагается новая концепция уменьшения гидродинамических неустойчивостей, возникающих в конусе тяговой трубы гидротурбин. В концепции предполагается использовать свободное рабочее колесо (которое вращается с разгонной скоростью), установленное после основного гидравлического рабочего колеса.

Учитывая, что это новая концепция, фриранер был спроектирован максимально просто и протестирован экспериментально и численно. Конструкция свободного бегуна состоит из трех прямоугольных металлических листов толщиной 3 мм, закрепленных на валу между основным желобом и входным отверстием конического диффузора. Ожива, закрывающая генератор вихря, была модифицирована, чтобы поддерживать свободное бегун и позволить ему свободно вращаться.

Экспериментальные измерения и численное моделирование проводились без и с свободным бегунком (при скорости свободного бегуна 850 об/мин). Вихревой канат оценивался на основе численного 3D-моделирования для обоих случаев. Отчетливо наблюдалось, что при установке свободного бегуна вихревой канат уменьшается в длине и толщине.

Этот вывод также может быть подтвержден анализом Фурье нестационарных сигналов давления, когда амплитуда уменьшается примерно на 25% при использовании свободного бегуна.

Тем не менее, в концепции свободного бегуна, исследованной в этой статье, использовался простой бегун только с тремя прямыми лопастями. Дальнейшие исследования (свободный бегун с большим количеством лопастей и гидродинамической конструкцией), которые продолжаются, подтвердят, что новая концепция может уменьшить неустойчивость, создаваемую вихревым канатом.

Machine Translated by Google

Вклад автора: концептуализация, AIB и RS-R.; методология АИБ и РС-Р.; программное обеспечение , АС; валидация, AIB и AS; расследование, АИБ и Р.-АС; письменная – подготовка оригинальных проектов АИБ, Р.-АС и АС; написание — рецензирование и редактирование, АИБ, Р.-АС и А.С. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данная работа была поддержана грантом Министерства образования и исследований Румынии, CNCS-UEFISCDI, номер проекта PN-III-P1-1.1-TE-2019-1594, в рамках PNCDI III. Второй автор благодарит Румынскую Академию – Филиал Тимиш, Оара, за поддержку исследовательских программ Отдела гидродинамики, кавитации и магнитной жидкости Центра фундаментальных и перспективных технических исследований.

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.

Ссылки

1. Кугиас И.; Агидис, Г.; Авеллан, Ф.; Дениз, С.; Лундин, У.; Моро, А.; Мунтян, С.; Новара, Д.; Перес-Диас, Дж.И.; Куаранта, Э.; и др. Анализ новых технологий в гидроэнергетическом секторе. Обновить. Поддерживать. Energy Rev. 2019, 113, 109257. [CrossRef]
2. Илиеску, М.С.; Чокан, Грузия; Авеллан, Ф. Анализ кавитирующего вихря вытяжной трубы в турбине Фрэнсиса с использованием измерений скорости изображения частиц в двухфазном потоке. Дж. Флюид Инж. 2008, 130, 146–157. [Перекрестная ссылка]
3. Нейдхардт, Т.; Магноли, М.; Гаммер, Дж. Высокие колебания частичной нагрузки в турбинах Фрэнсиса и применимость данных модельных испытаний. Гидро 2017, 2017, 1–10.
4. Ву, ТЦ; Ретиб, С. Оценка точности современных инструментов CFD для прогнозирования диаграммы холмов эффективности гидравлических турбин. В материалах 21-го симпозиума IAHR по гидравлическим машинам и системам, Лозанна, Швейцария, 9–12 сентября 2002 г.; стр. 93–198.
5. Сьюзен-Ресига, Р.; Ступару, А.; Мунтян, Турбина С. Фрэнсиса с тандемными рабочими колесами: доказательство концепции. Конференция ИОП. Сер. Окружающая среда Земли. наук. 2019, 240, 1–8. [Перекрестная ссылка]
6. Кумар, С.; Сервантес, МЈ; Ганди, Б.К. Формирование вращающегося вихревого каната и смягчение его последствий в вытяжной трубе гидротурбин - обзор с экспериментальной точки зрения. Обновить. Поддерживать. Energy Rev. 2021, 136, 110354. [CrossRef]
7. Мохаммади, М.; Хаджидаваллоо, Э.; Бехбахани-Нежад, МЈ Исследование комбинированного впрыска воздуха и воды в турбину Фрэнсиса вытяжная труба для уменьшения вихревого каната. Дж. Флюид Инж. 2019, 141, 051301. [CrossRef]
8. Паше, С.; Авеллан, Ф.; Галлер, Ф. Вихревой канат с частичной нагрузкой как глобальный нестабильный режим. Дж. Флюид Инж. 2017, 139, 1–12. [Перекрестная ссылка]
9. Николет, К.; Зобейри, А.; Маружевский, П.; Авеллан, Ф. Нагрузка вихревого каната верхней части турбины Фрэнсиса: экспериментальное исследование. Конференция ИОП. Сер. Окружающая среда Земли. наук. 2010, 12, 012053. [CrossRef]
10. Ступару А.; Резига, Р. Сложная динамика прецессирующего вихревого каната в прямом диффузоре. Конференция ИОП. Сер. Окружающая среда Земли. наук. 2016, 49, 082013. [CrossRef]
11. Чокан, Г.Д.; Илиеску, М.С.; Ву, ТК; Неннеманн, Б.; Авеллан, Ф. Экспериментальное исследование и численное моделирование FLINDT тяговая труба вращающегося вихря. Дж. Флюид Инж. 2007, 129, 146–158. [Перекрестная ссылка]
12. Кэссиди, Джей Джей; Фалви, Х.Т. Наблюдения за нестационарным потоком, возникающим после разрушения вихря. Дж. Гидромеханика. 1970, 41, 727–736. [Перекрестная ссылка]
13. Фалви, ХТ; Кэссиди, Дж. Дж. Частота и амплитуда скачков давления, создаваемых закрученными потоками. В материалах симпозиума Международной ассоциации гидравлических исследований по гидравлическим машинам и системам, Стокгольм, Швеция, 29 июня – 2 июля 1970 г.
14. Джейкоб Т.; Пренат, Дж. Э. Фрэнсис. Помпаж турбины: обсуждение и база данных. В трудах гидравлических машин и кавитации: материалы XVIII симпозиума IAHR по гидравлическим машинам и кавитации, Валенсия, Испания, 16–19 сентября 1996 г.; стр. 855–864.
15. Грейн Х. Явления вибрации в турбинах Фрэнсиса: их причины и предотвращение. Новости Эшера Висса 1981, 54, 37–42.
16. Тик Р.Х. Практические решения проблемы нестабильности вытяжной трубы. Строительство плотины гидроэлектростанции. 1981, 33, 31–37.
17. Курокава Дж.; Имамура, Х.; Цой, Ю.-Д. Влияние J-образной канавки на подавление закрученного потока в коническом диффузоре. Дж. Флюид Инж. 2010, 132, 071101. [CrossRef]
18. Ниши, М.; Ван, Х.; Ёсида, К.; Такахаши, Т.; Цукамото, Т. Экспериментальное исследование плавников, их роли в контроле помпажа вытяжной трубы . В трудах гидравлических машин и кавитации: материалы XVIII симпозиума IAHR по гидравлическим машинам и кавитации, Валенсия, Испания, 16–19 сентября 1996 г.; стр. 905–914.
19. Цянь З.; Ли, В.; Хуай, W.-X.; Ву, Ю. Влияние конструкции рабочего конуса на характеристики колебаний давления в гидравлической турбине Фрэнсиса. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2012, 226, 137–150. [Перекрестная ссылка]
20. Танасэ, К.; Босиок, А.; Мунтян, С.; Сьюзен-Ресига, Р. Новый пассивный метод управления закрученным потоком с помощью вихревой веревки из конического диффузора гидротурбин с неподвижными лопатками. Прил. наук. 2019, 9, 4910. [CrossRef]

Machine Translated by Google

21. Ширагаи, С.; Сундстрем, Дж.; Рейзи, М.; Сервантес, М.Дж. Смягчение пульсаций давления в вытяжной трубе за счет радиального выступания твердых тел в поле потока: экспериментальное исследование. Конференция ИОП. Сер. Окружающая среда Земли. наук. 2021, 774, 012004. [CrossRef]
22. Танаса, К.; Сьюзен-Ресига, Р.; Мунтеа, С.; Босиок, А.И. Метод обратной связи по потоку для смягчения вихревой веревки в замедленных закрученных потоках. Дж. Флюид Инж. 2013, 135, 061304. [CrossRef]
23. Гохман А. Гидравлическая турбина и выходное устройство для нее. Патент США 6 918 744 B2, 19 июля 2005 г.
24. Кьельдсен, М.; Олсен, К.; Нильсен, Т.; Дальхауг О. Закачка воды для смягчения пульсаций давления в вытяжной трубе. В материалах международного собрания IAHR по кавитационным и динамическим проблемам в гидравлических машинах и системах, Штутгарт, Германия, 9–11 октября 2006 г.
25. Адольфссон С. Расширение рабочего диапазона с помощью активного управления потоком в турбинах Фрэнсиса. Бакалаврская диссертация, Университет Умео, Умео, Швеция, 2014 г.
26. Бломмарт, Г.; Пренат, Дж.; Авеллан, Ф.; Бойер, А. Активное управление стабильностью работы турбины Фрэнсиса. В материалах 3-го Совместная конференция ASME/JSME по разработке жидкостей, Сан-Франциско, Калифорния, США, 18–23 июля 1999 г.; стр. 1–8.
27. Сьюзен-Ресига, Р.; Ву, ТК; Мунтян, С.; Чокан, Грузия; Неннеманн, Б. Реактивное управление вихревым канатом вытяжной трубы в турбинах Фрэнсиса при частичном разряде. В материалах 23-й конференции-симпозиума IAHR, Иокогама, Япония, 17–21 октября 2006 г.; стр. 67–80.
28. Бозиок, А.И.; Сьюзен-Ресига, Р.; Мунтян, С.; Танаса, К. Анализ нестационарного давления закрученного потока с вихревым канатом и осевым Нагнетание воды в разгрузочный конус. Дж. Флюид Инж. 2012, 134, 081104. [CrossRef]
29. Бозиок, А.И.; Мунтян, С.; Танаса, К.; Сьюзен-Ресига, Р.; Векас, Л. Измерения нестационарного давления замедленного закрученного потока в выпускном конусе при более низких скоростях рабочего колеса. В материалах серии конференций IOP: Наука о Земле и окружающей среде, Монреаль, Квебек, Канада, 22–26 сентября 2014 г.; п. 22.
30. Сакал, Р.А.; Доман, А.; Мунтян С. Влияние измененного колена на нестационарное поле давления в упрощенной геометрии тяговая трубка. Энергии 2021, 14, 1393. [CrossRef]
31. Киршнер О.; Рупрехт, А.; Гёде, Э.; Ридельбаух С. Экспериментальное исследование колебаний давления, вызванных вихревым канатом в вытяжной трубе. В серии конференций IOP: Науки о Земле и окружающей среде; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2012 г.; п. 15.
32. Босиок, А.И.; Танаса, К.; Мунтян, С.; Сьюзен-Ресига, Улучшение восстановления ВЧ-давления в коническом диффузоре с закрученным потоком Использование водоструйной инъекции. Учеб. ПЗУ. акад. Сер. Математика. Физ. Тех. наук. Инф. наук. 2010, 11, 245–252.
33. Киршнер О.; Рупрехт, А.; Гёде, Э. Экспериментальное исследование пульсации давления в упрощенной вытяжной трубе. В материалах 3-го международного собрания IAHR рабочей группы по кавитационным и динамическим проблемам в гидравлических машинах и системах, Брно, Чешская Республика, 14–16 октября 2009 г.
34. Антон А.А. Реконструкция пространственно-временного окна при нестационарном моделировании прорыва плотины. В материалах 6-го Международного симпозиума IEEE по прикладному вычислительному интеллекту и информатике (SACI), Тимишоара, Румыния, 19–21 мая 2011 г.; стр. 335–340.
35. Антон А.А. Численное исследование нестационарных течений с использованием OpenFOAM. Гидраулика 2016, 1, 7–12.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Оптимизация, контроль и проектирование объектов произвольной формы

Вентиляторные массивы

Дэниел Конрад *, Джонатан Майер и Эрик Райхерт

ebmpapst Mulfingen GmbH & Co. KG, 74673 Мульфинген, Германия *
Адрес для переписки: daniel.conrad@de.ebmpapst.com

Аннотация: Во многих системах кондиционирования воздуха массивы вентиляторов становятся все более популярной альтернативой одиночным большим вентиляторам благодаря резервированию и простоте обслуживания. Кроме того, существует возможность динамического изменения размера массива путем выборочного отключения ряда вентиляторов. В этой работе разработан новый метод оптимального управления такими вентиляторными массивами с целью минимизировать общее энергопотребление, т. е. максимизировать эффективность системы. Подход является универсальным в том смысле , что массив вентиляторов может состоять из любого количества, размера и типа вентиляторов или их комбинаций. Мы исследуем достижимую экономию электроэнергии на примере реального мира, применяя этот метод. Кроме того, мы даем схему оптимальной конструкции вентиляторных массивов и дальнейших работ.

Ключевые слова: веерные решетки; оптимизация; повышение эффективности; экономия электроэнергии; устойчивость

check for updates

Цитирование: Конрад, Д.; Майер, Дж.; Райхерт, Э. Оптимизация, управление и проектирование вентиляторных решеток произвольной формы. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 12. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020012

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 17 августа 2022 г.
Пересмотрено: 7 марта 2023 г.
Принято: 20 марта 2023 г.
Опубликовано: 6 апреля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Хотя аэродинамическая эффективность одиночных вентиляторов по-прежнему повышается за счет дальнейшего развития, исследования и разработки в области вентиляторных систем в будущем станут еще более важными. В настоящее время вентиляторы среднего и большого размера в традиционных приложениях все чаще заменяются массивами вентиляторов; то есть несколько вентиляторов обычно меньшего размера, работающих параллельно. Это обусловлено рядом общепринятых преимуществ. Одним из очевидных преимуществ является избыточность вентиляторов. Если в группе вентиляторов произойдет отказ одного вентилятора, остальные вентиляторы могут частично или полностью компенсировать это за счет соответствующего регулирования скорости их работы . Наряду с этим упрощается замена вентиляторов меньшего размера по сравнению с одним большим устройством. С другой стороны, есть также прибыль для конкретных приложений. Например, в теплообменнике можно показать, что использование массивов вентиляторов приводит к значительно меньшим потерям давления и более высокой конвективной теплопередаче из-за более равномерного профиля потока через теплообменник по сравнению с более неравномерным профилем. генерируется одним большим вентилятором [1]. Помимо вышеупомянутых преимуществ, вентиляторные массивы предлагают дополнительные степени свободы [2]. В приложениях с различными рабочими точками можно добиться значительного повышения эффективности системы и высокой эконо
Это достигается путем выборочного отключения некоторых вентиляторов в массиве и соответствующего управления работой остальных активных вентиляторов. С этой целью мы предлагаем метод оптимального управления такими веерными массивами [4]. В нашем подходе массивы могут состоять из произвольного количества вентиляторов разного размера и/или вентиляторов с разными характеристиками кривых вентиляторов.

Статья организована следующим образом: В первом разделе мы введем необходимые физические величины, участвующие в работе вентиляторной решетки, и выведем наш метод оптимального управления такими массивами. Во втором разделе мы применим предложенный метод к реальной проблеме, чтобы продемонстрировать достижимое улучшение производительности системы.
Наконец, мы даем схему оптимальной конструкции вентиляторных массивов и подводим итоги наших выводов.

2. Описание метода. Массив

вентиляторов размером kmax определяется как вентиляторы kmax (не обязательно идентичные), работающие параллельно. То есть все вентиляторы в массиве обеспечивают одинаковое повышение статического давления. Однако,

Machine Translated by Google

в зависимости от их индивидуальной скорости их индивидуальный вклад в общий объемный расход может быть разным. Схематически это показано на рис. 1 с четырьмя центробежными вентиляторами ebm-papst R3G500 в схеме 2 × 2.

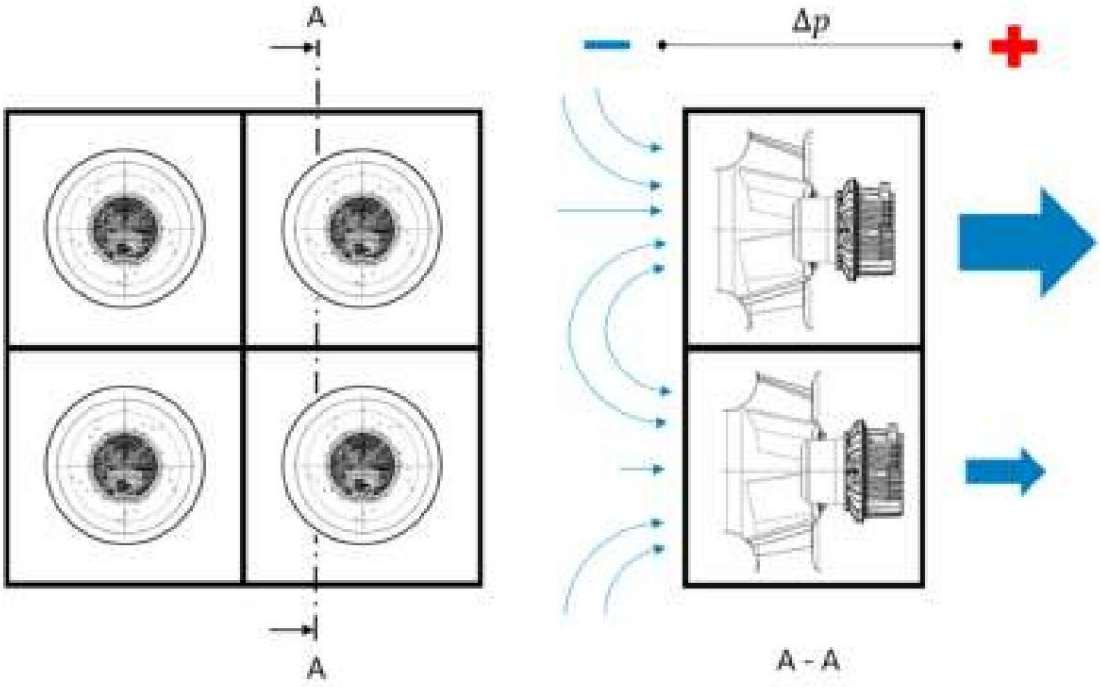


Рисунок 1. Четыре идентичных центробежных вентилятора ebmpapst R3G500 в массиве 2 × 2.

При теоретическом выводе нашего метода присутствуют только две предпосылки: • Предполагается, что скорость каждого вентилятора в группе вентиляторов можно плавно регулировать до максимальной скорости вращения; • Предполагается, что обратный поток не возникает в ситуациях, когда вентиляторы выключены. В действительности этого можно добиться, используя, например, какие-то жалюзи или обратные заслонки. Безразмерная мощность вентилятора для каждого отдельного вентилятора в массиве, обозначаемая индексом i, определяется по формуле:

$$П_{я}^{*} = \frac{\psi i \cdot \varphi i}{\eta i}, \quad (1)$$

с хорошо известными числами давления ψ, числа потока φ и КПД η. Таким образом, размерная мощность определяется выражением:

$$Пи = П_{я} \cdot \frac{\pi 4 \cdot Д5^{3} \cdot н_{я} \cdot \rho}{я 8}, \quad (2)$$

диаметром D и рабочей скоростью n i- го вентилятора в решетке и плотностью ρ.

2.1. Фиксированный размер массива с одинаковыми вентиляторами

Теперь мы рассматриваем массив вентиляторов с фиксированным числом kmax и фиксированным типом вентиляторов. То есть в дальнейшем Di устанавливаются на постоянное значение, а рабочие скорости ni становятся единственными свободными переменными в системе. Цель нашего метода — найти оптимальную скорость для каждого отдельного вентилятора.

Условие оптимальности для массива размера k и заданной рабочей точки p и Qtot — минимизация общего энергопотребления массива:

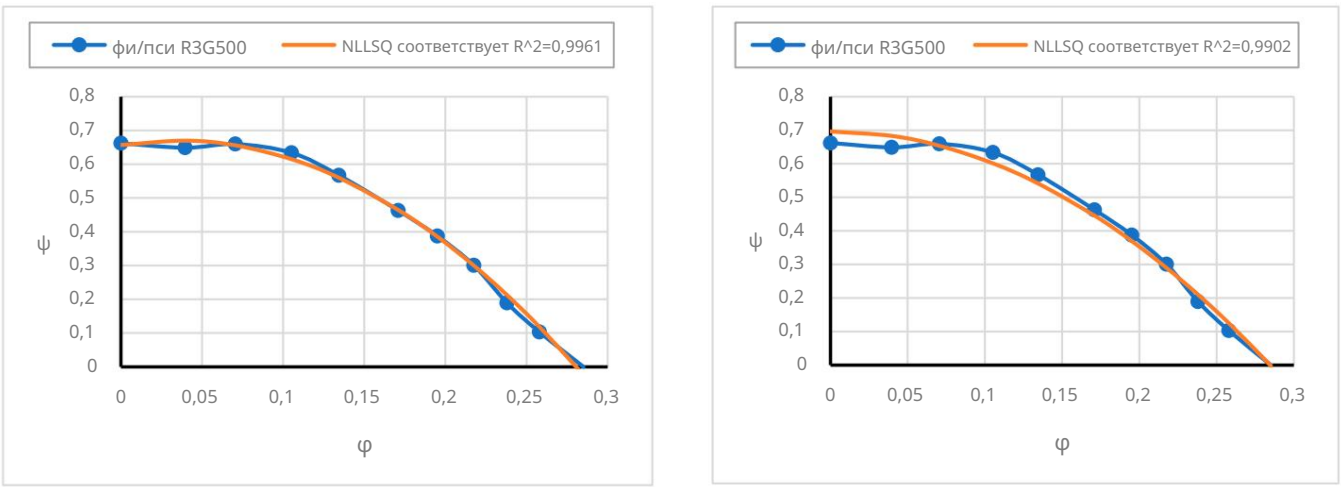
$$\text{мин: Робщ} = \sum_{я=1}^{к} Pi(ni), \text{ При условии : } Qtot = \sum_{я=1}^{к} Ци(ни),$$

Machine Translated by Google

где Qi = φi ·π ^{2} ·Д3$_{я}$ ·ni/4 — объемный расход i-го отдельного вентилятора в массиве. Поскольку это непрерывная задача нелинейного программирования (НЛП) с единственным ограничением-равенством , для ее решения мы выбираем метод множителей Лагранжа [5]. Эта формулировка задачи оптимизации приводит к нелинейной системе уравнений с k + 1 неизвестными (k скоростей плюс один множитель Лагранжа λ для ограничения объемного расхода):

$$\frac{П1}{n1} = \lambda \cdot \quad \frac{Q1}{n1} : \frac{Пк}{nk} = \lambda \cdot \quad \frac{Qk}{nk} \text{ Кол-во} = \sum_{я=1}^{к} \text{Ци(ни)} \tag{3}$$

Для решения этой системы уравнений частные производные размерных требуется мощность в зависимости от рабочей скорости. Чтобы провести оптимизацию задача, доступная для расчета, мощность и объемный расход преобразуются таким образом, что они являются чистыми функциями скорости. В этот момент безразмерное Представлены кривые давления и КПД вентиляторов, используемых в установке. В дальнейшем мы придерживаемся особого случая характеристики центробежного вентилятора ebmpapst R3G500, показанной на рис. Рисунок 2. Однако это сделано для демонстрационных целей и не ограничивает достоверность наш подход. Общая форма характеристических кривых производительности и эффективности всегда будет одинаковым для всех обычных вентиляторов из-за хорошо известных механизмов потерь [6,7].



(а) (б)

Рис. 2. Аппроксимация безразмерных характеристик давления вентилятора: (а) вторым порядком полиномиальный; (б) с квадратичным анзацем. тс

Из уравнения (3) очевидно, что нам необходимо аппроксимировать характеристики вентилятора используя непрерывно дифференцируемые функции. Соответствующая безразмерная характеристика давления вентилятора аппроксимируется полиномом второго порядка Уравнением (4). Предпочтение здесь дана аппроксимация квадратичным подходом (уравнение (5), так как функция аппроксимации в этом случае строго монотонна в рассматриваемом диапазоне φ > 0. Это идеализация, поскольку в действительности при низком φ вентилятор глохнет и работа становится нестабильной. Пришлось бы определить минимум φ, но мы выбираем этот подход, чтобы продемонстрировать метод.

$$\psi i(\varphi i) = a\psi,i \cdot \varphi_{я}^{2} + b\psi,i \cdot \varphi i + c\psi,i \tag{4}$$

$$\psi i(\varphi i) = a\psi,i \cdot \varphi_{я}^{2} + c\psi,i , \tag{5}$$

При таком описании числа давления число потока можно выразить как функция постоянных коэффициентов полиномиальной аппроксимации, диаметра, плотности,

$$= , + , + , + , + ,$$

$$= 4 , + 3 , + 2 , + ,$$

Machine Translated by Google

скорость и давление увеличиваются. Решение квадратного уравнения (4) для числа потока дает:

$$\varphi i(ni) = \frac{b\psi,i}{2a\psi,i} + \sqrt{\left(\frac{b\psi,i}{2a\psi,i}\right)^2 - \frac{c\psi,i + p}{a\psi,i \cdot \rho \cdot \pi 2 \cdot D2^2 \cdot n_я^2}}. \quad (6)$$

Производная числа потока по скорости вентилятора определяется выражением:

$$\frac{\varphi i}{ni} = \frac{\frac{2p}{\rho \cdot \pi 2 \cdot D2^3 \cdot a\psi,i \cdot n_я}}{\sqrt{\left(\frac{b\psi,i}{2a\psi,i}\right)^2 - \frac{c\psi,i\,2p + \rho \cdot \pi 2 \cdot D2^2 a\psi,i}{n_я^2}}}. \quad (7)$$

Соответственно, характеристики эффективности необходимо аппроксимировать. Предпочтение приведено здесь к полиному четвертого порядка:

$$\eta i(\varphi i) = a\eta,i \cdot \varphi_я^4 + b\eta,i \cdot \varphi_я^3 + c\eta,i \cdot \varphi_я^2 + d\eta,i \cdot \varphi i + e\eta,i. \quad (8)$$

Аналогично, вывод уравнения (7) дает:

$$\overline{\eta i} = 4a\eta,i \cdot \varphi_{ni}^3 + 3b\eta,i \cdot \varphi_я^2 + 2c\eta,i \cdot \varphi i + d\eta,i \cdot \frac{\varphi i}{ni}. \quad (9)$$

Оба уравнения (7) и (9) необходимы в цепном правиле для расчета производная безразмерной степени P

$$\frac{П_я}{ни} = \frac{(a\psi,i \cdot \varphi i^3 + b\psi,i \cdot \varphi i^2 + c\psi,i \cdot \varphi i)}{\eta i(\varphi i)} \cdot \frac{\overline{\eta i}}{ni} = 3 \cdot a\psi,i \cdot \varphi i^2 \cdot \eta_я^1 \cdot \frac{\varphi i}{ni} + 2 \cdot b\psi,i \cdot \varphi i \cdot \eta_я^2 \cdot \frac{\varphi i}{ni} + c\psi,i \cdot \eta_я^3 \cdot \frac{\varphi i}{ni}. \quad (10)$$

Наконец, мы можем вычислить производную размерной мощности вентилятора по скорости вращения вентилятора:

$$\frac{Пи}{ни} = \frac{\pi 4 \cdot D5^2 \cdot \rho}{8} \cdot \frac{2 \cdot n_я \cdot П}{\pi} + n_я^3 \cdot \frac{P_я}{ни}. \quad (11)$$

На последнем этапе мы получаем размерный объемный расход в зависимости от скорости вентилятора:

$$\frac{Ци}{ни} = \frac{\pi_{2 \cdot D3}}{4} \varphi i \cdot \varphi i + ni \cdot \frac{ni}{\overline{\varphi i}}. \quad (12)$$

На этом этапе мы получили все выражения, необходимые для уравнения (3). Все используемые аппроксимации непрерывно дифференцируемы посредством построения через полиномы. Решение этой системы уравнений дает оптимальные рабочие скорости для каждого вентилятора, при которых массив соответствует рабочей точке, заданной p и Qtot.

Путем варьирования задания рабочей точки и последующего решения системы уравнений получаем карту оптимальных рабочих скоростей в границах pmin p pmax и Qmin Q Qmax для вентиляторной решетки.

На самом деле скорость вентилятора имеет верхний предел, определяемый двигателем и/или материалом. Существует также нижний предел скорости вентилятора, который определяется максимальным числом давления для рассматриваемой рабочей точки (т. е. отдельный вентилятор должен быть способен создавать рабочее давление). Оба предела рассматриваются как ограничение нелинейного неравенства.

Machine Translated by Google

2.2. Переменный размер массива с одинаковыми вентиляторами

До сих пор мы предполагали, что все вентиляторы массива размером kmax активно работают. Теперь мы исследуем возможные преимущества выборочного отключения одного или нескольких вентиляторов в таком массиве. С этой модификацией задача оптимизации становится задачей смешанно-целочисленного нелинейного программирования (MINLP).

Мы решаем эту проблему, применяя наш метод к массивам разных размеров k = 1, 2, ..., kмакс. Это означает, что вместо непосредственного решения MINLP мы прибегаем к решению серии NLP и выбираем лучшую конфигурацию на этапе постобработки. В случае 1 k kmax мы отключаем вентиляторы kmax k в массиве. Как указано выше, мы предполагаем, что обратный поток для выключенных вентиляторов отсутствует .

Этот подход позволяет получить оптимальную скорость вращения вентилятора и соответствующее общее энергопотребление для каждого из размеров массивов. Выбор размера массива с минимальным энергопотреблением дает оптимальный размер массива, т. е. количество вентиляторов, которые необходимо отключить, при этом активные вентиляторы работают на оптимальной скорости вращения.

2.3. Переменный размер массива с различными размерами и/или типами вентиляторов

Вентиляторы при параллельной установке не обязательно должны быть одного типа или размера. Возможный сценарий tt для массива с разными вентиляторами показан на рисунке 3: ff

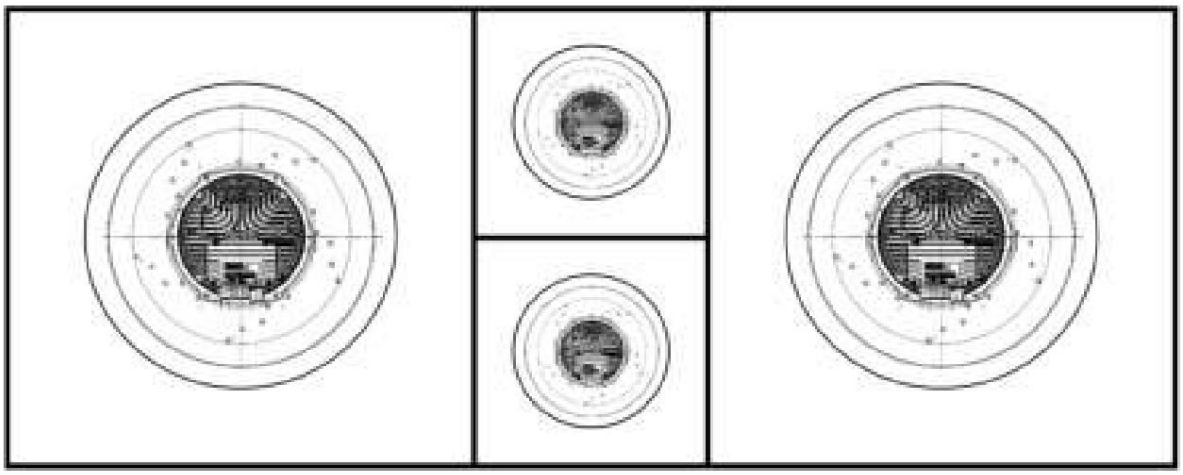


Рисунок 3. Массив вентиляторов 2 × 2 с двумя центробежными вентиляторами разного размера.

Наш подход позволяет учитывать ситуации, когда мы смешиваем, например, центробежные вентиляторы разных размеров с осевыми вентиляторами разных размеров. Чтобы описать это более формально, вентиляторы могут различаться по размеру (Di), а также по безразмерным характеристикам, описываемым коэффициентами aψ,i , bψ,i , cψ,i , aη,i , bη,i , cη,i , dη,i и eη,i в уравнениях (4), (5) и (8).

В отличие от подхода, используемого для изменения размеров массива с одинаковыми вентиляторами, теперь нам необходимо различать разные настройки массива, когда один или несколько вентиляторов выключены . Это проблема неупорядоченной выборки без замены. При закрытии кмакса! Если вентиляторы kmax k , то существуют уникальные возможные комбинации для работы k!(kmax k)! массив вееров размером k < kmax.

Для заданной рабочей точки нам необходимо варьировать размер массива и дополнительно вычислять kmax возможные комбинации активных вентиляторов. Этот подход дает оптимальное $\sum_{k=1}^{k_{max}} \frac{k_{max}!}{k!\,(k_{max}-k)!}$ все комбинации скоростей вентиляторов, потребляемая мощность и комбинации вентиляторов соответственно. Минимум этих потребляемых мощностей определяет оптимальный размер массива kopt и соответствующие скорости вращения вентиляторов kopt , а также соответствующие комбинации вентиляторов. При таком подходе мы можем назначить каждой рабочей точке на карте с pmin p pmax и Qmin Q Qmax копт -кортеж оптимальных скоростей вентилятора и соответствующих оптимальных скоростей вентилятора.

Machine Translated by Google

комбинация активных вентиляторов, максимизирующая эффективность системы, где kmax kopt вентиляторы соответственно выключены.

3. Пример из реальной жизни

Для иллюстрации нашего метода и без ограничения общности рассмотрим Массив вентиляторов 2 × 2, состоящий из четырех одинаковых центробежных вентиляторов, как показано на рисунке 4:

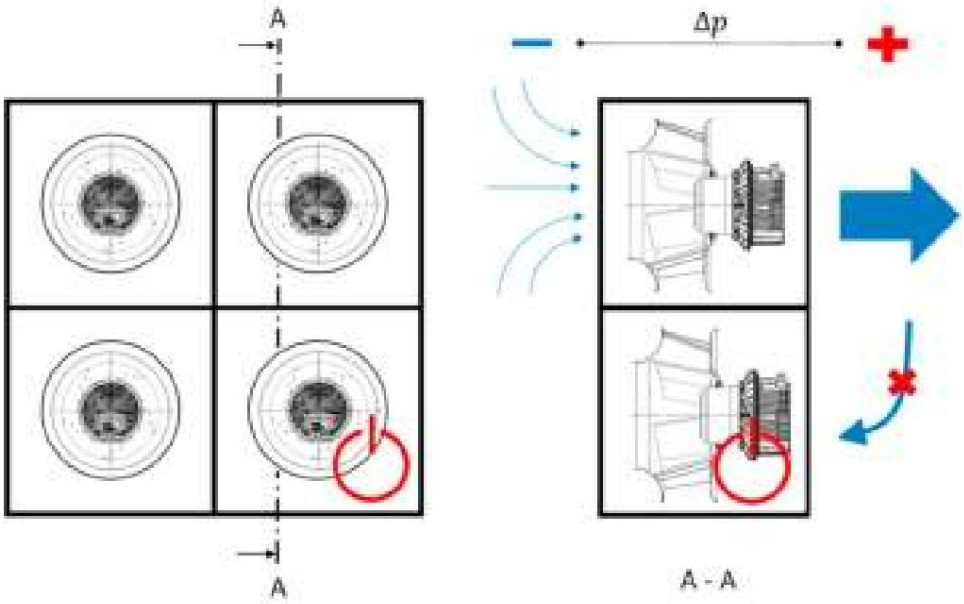


Рис. 4. Массив вентиляторов 2 × 2 с четырьмя идентичными центробежными вентиляторами ebmpapst R3G500 и примерно одним вентилятор выключился. Обратный поток через выключенный вентилятор отсутствует.

Чтобы сделать выводы более наглядными, мы опускаем безразмерное представление. и используйте значения размеров центробежного вентилятора ebmpapst R3G500. Применение нашего метода к этому массиву 2 × 2 дает результат на рисунке 5 для рабочей карты массива, где Цветная полоса указывает количество активных вентиляторов в массиве:

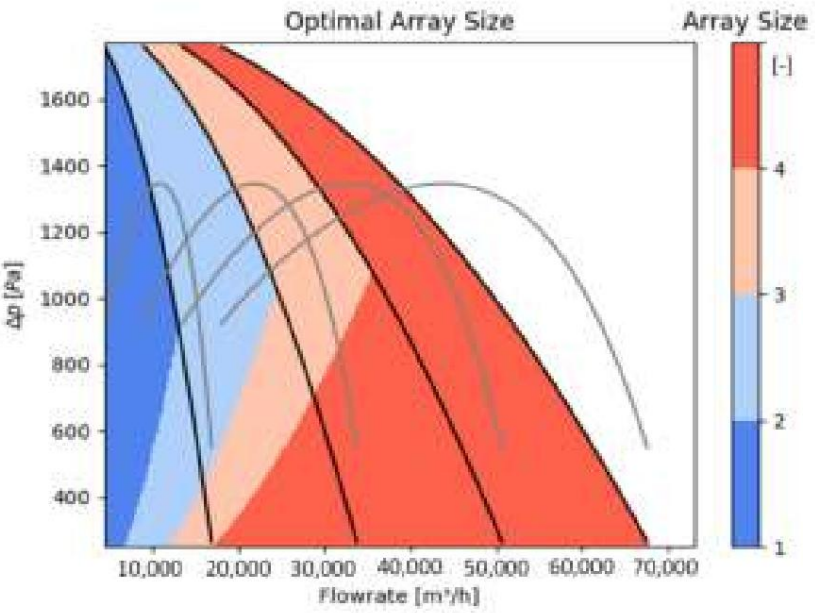


Рисунок 5. Карта веера с оптимальным размером массива. Черные сплошные линии — кривые давления одного вентилятора, два вентилятора, три вентилятора и весь массив из четырех вентиляторов на максимальной скорости соответственно. Серые линии соответствующие кривые эффективности.

Machine Translated by Google

3.1. Обсуждение схемы работы. При очень

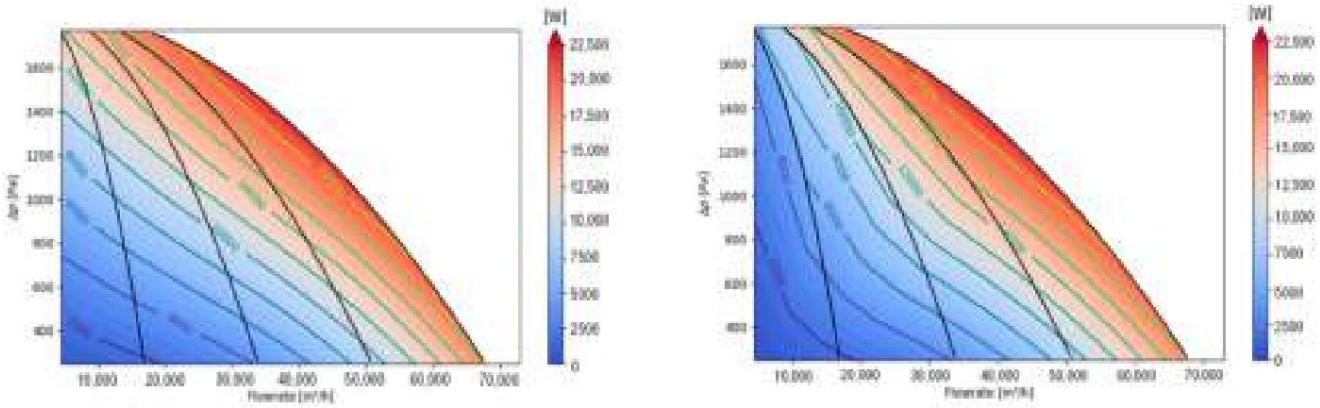
низких объемных расходах и уровнях давления наиболее эффективно отключить три вентилятора и эксплуатировать массив с одним вентилятором. С увеличением объемного расхода становится выгоднее использовать вместо этого два вентилятора. Однако, если потребность в давлении также увеличивается, снова может оказаться более выгодным работать в режиме одного вентилятора с адаптированной скоростью вращения вентилятора. Однако это может быть реализовано только при максимальной производительности одного вентилятора. Поэтому, если потребность в давлении продолжает увеличиваться, необходимо обязательно переключиться в режим с двумя вентиляторами, поскольку один вентилятор больше не может обеспечивать заданный объемный расход, поскольку он уже работает на максимальной скорости вращения вентилятора. В зависимости от рабочей точки эта закономерность распространяется на большее количество активных вентиляторов.

Кроме того, как можно интуитивно ожидать, нет никакой возможности отключения каких-либо вентиляторов в зоне перегрузки массива вентиляторов, т.е. в рабочих точках, где необходим полный объемный расход массива.

3.2. Сравнение оптимально управляемого массива с включением/выключением и оптимально управляемого массива без включения/выключения:

Традиционный способ повышения эффективности такого массива с одинаковыми вентиляторами — синхронное управление скоростью вращения вентиляторов, а не полное отсутствие управления (т. е. работа с фиксированной скоростью вращения вентиляторов). Оптимальный способ сделать это — применить наш метод к массиву полного размера kmax , где мы вычисляем скорости вращения вентиляторов, которые минимизируют энергопотребление массива по всей карте вентиляторов. Это соответствовало бы классическому регулированию скорости.

Левый график на рисунке 6 показывает решение для оптимально управляемой массива вентиляторов размером 4, где общее количество вентиляторов всегда активно. Цветная полоса вместе с некоторыми изолиниями показывает общее энергопотребление.



(а) (б)

Рис. 6. Карта производительности массива размера 4: (а) при оптимальных скоростях вращения вентиляторов; (б) с оптимальным размером массива и оптимальной скоростью вращения вентилятора.

Для сравнения, в правой части рисунка 6 показано решение для оптимально управляемого массива с оптимальным размером массива (это означает, что количество активных вентиляторов является

переменным) . ff Чтобы подчеркнуть преимущества нового подхода, мы теперь посмотрим на разницу между двумя методами контроля. Таким образом, мы вычитаем значения энергопотребления классического управления скоростью (все вентиляторы активны) из энергопотребления подхода с переменной матрицей. Делаем это для каждой рабочей точки рабочей карты.

На рисунке 7 показано, что в умеренной зоне рабочей карты уже можно сэкономить 1 кВт потребляемой мощности, что обозначено желтой изолинией при применении описанного нового метода (с включением/выключением).

Machine Translated by Google

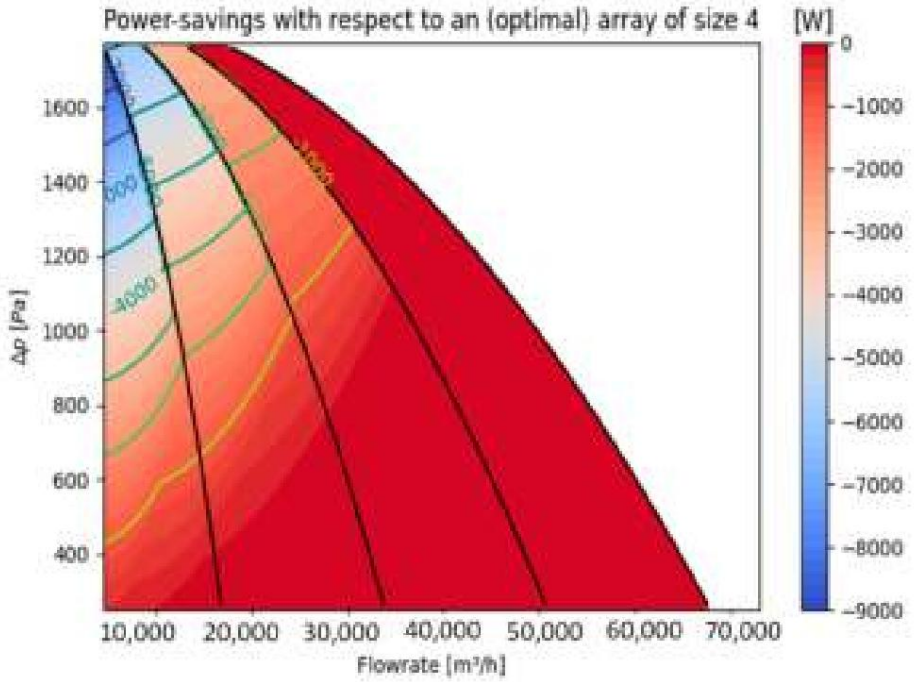
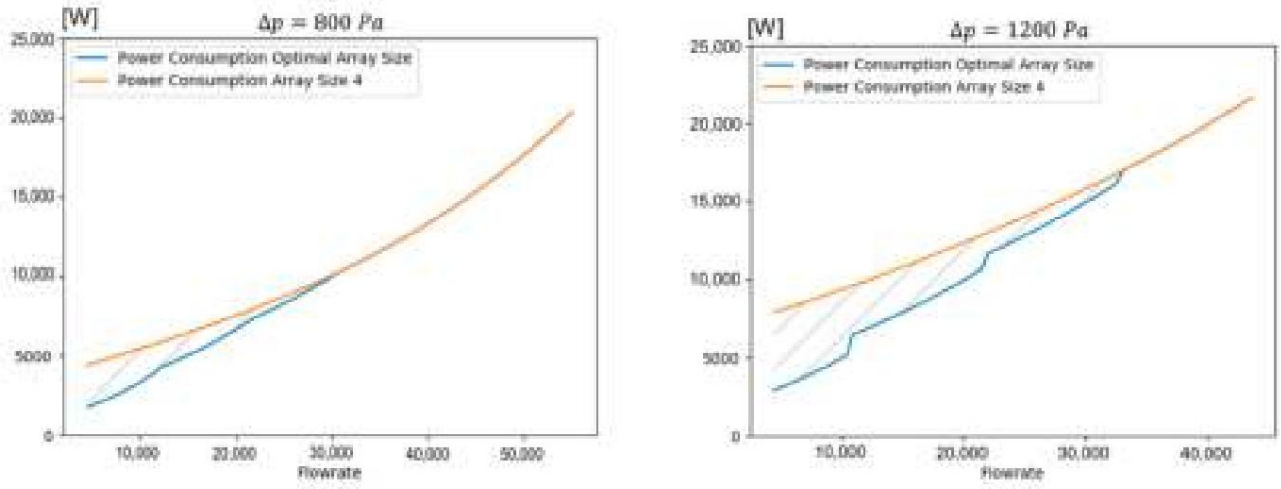


Рисунок 7. Разница между оптимально управляемым массивом размера 4 и оптимально управляемым массивом оптимального размера.

В целом можно констатировать, что экономия энергопотребления увеличивается с уменьшением объемного расхода и/или увеличением требуемого давления. Экономия является самой высокой в зонах с высоким давлением и низким расходом воздуха.

Это было ожидаемо, поскольку мы можем отключить вентиляторы в этой области операционной карты. Опять же, нет никакого потенциала экономии энергопотребления, когда рабочая точка может быть достигнута только с полноразмерным массивом. В этом случае воспроизводится решение оптимально управляемого массива размера 4.

Еще один способ изучить преимущества нашего подхода «вкл/выкл» — это взглянуть на изменяющийся объемный расход при постоянном уровне давления. Для этой цели мы выбираем два разных уровня давления, а именно 800 Па и 1200 Па, как показано на рисунке 8:



(а) (б)

Рис. 8. Сравнение потребляемой мощности с отключением вентиляторов и без него: а — при постоянном давлении 800 Па; (б) для постоянного уровня давления 1200 Па.

Δ

Machine Translated by Google

По уже упомянутым причинам мы не можем отключать вентиляторы в зонах с высоким расходом воздуха. При p = 800 Па потенциал экономии проявляется примерно при 50 % от максимального объемного расхода для этого уровня давления и увеличивается в сторону низких объемных расходов при постепенном уменьшении размера активной группы вентиляторов.

Для уровня давления 1200 Па потенциал экономии еще более заметен. Потенциал экономии начинается уже при примерно 75 % возможного объемного расхода для этого уровня давления, при этом экономия значительно выше при низком объемном расходе.

3.3. Проектирование веерных

массивов До сих пор рассматривались только существующие массивы. Наш метод также можно использовать для оптимального проектирования новых массивов вентиляторов.

Для этого воспользуемся описанным выше подходом для массивов переменного размера. Для данной рабочей точки мы рассматриваем диаметр каждого вентилятора как дополнительную свободную переменную. Обычно мы рассматриваем дискретный набор диаметров j . Проанализировав набор диаметров и последующее применение нашего метода, мы можем вычислить набор параметров, который обеспечивает максимальную эффективность системы. При более сложном подходе мы также можем рассмотреть тип вентиляторов, заданный коэффициентами $a_{\psi,i}$, $b_{\psi,i}$, $c_{\psi,i}$, $a_{\eta,i}$, $b_{\eta,i}$, $c_{\eta,i}$, $d_{\eta,i}$ и $e_{\eta,i}$ в качестве дополнительного свободные переменные.

Однако следует отметить, что размер проблемы увеличивается экспоненциально с увеличением количества возможных вентиляторов для тестирования. Это может стать ограничением для использованного выше исчерпывающего поиска. Будет проведено соответствующее исследование о том, как решить эту задачу с помощью переформулировки системы уравнений (3).

4. Выводы и перспективы

В этой работе описан инновационный метод управления массивами вентиляторов с целью максимизации энергосбережения с использованием оптимальных скоростей вращения вентиляторов и возможности выборочного отключения одного или нескольких вентиляторов в массиве. Этот новый подход применим к массивам вентиляторов произвольной формы , и был рассмотрен реальный пример массива центробежных вентиляторов ebmpapst R3G500 размером 2 × 2. Было показано, что значительная экономия энергии возможна в зонах с умеренным и низким объемным расходом и/или высоким уровнем давления.

Этот метод также можно использовать для определения оптимальной конструкции вентиляторных решеток. Здесь диаметр и коэффициенты, описывающие характеристики вентилятора, являются дополнительными свободными переменными. Будет проведено углубленное исследование альтернативных подходов к исчерпывающему перебору, представленному для достаточно небольшого числа возможных поклонников. Это часть будущей работы.

В данной работе целью была минимизация энергопотребления (условие оптимальности). Мы также можем допустить различные целевые функционалы, заменив аэродинамическую мощность в системе уравнений (3), например, акустической мощностью. Это позволит оператору вентиляторной группы управлять вентиляторной решеткой для минимального уровня шума. В качестве альтернативы также возможен многокритериальный компромисс между двумя или более целевыми функционалами. Это тоже часть будущей работы.

Мы надеемся, что наш метод сможет внести ценный вклад в работу и проектирование вентиляторных массивов с конечной целью экономии драгоценных энергетических ресурсов.

Вклад автора: концептуализация, DC и ER; методология, ДК; программное обеспечение, ДЦ; валидация , DC и JM; формальный анализ, ДК; расследование, округ Колумбия; ресурсы, DC; курирование данных, DC; письмо – подготовка первоначального черновика, ДК; написание — обзор и редактирование, DC и JM; визуализация, ДК; надзор, скорая помощь; администрация проекта, ДЦ; приобретение финансирования не применимо. 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.

Machine Translated by Google

Заявление о доступности данных: Данные о фанатах в целом можно найти по адресу https://www.ebmpapst.com, доступ осуществлен 17 августа 2022 г. Данные для R3G500: https://www.ebmpapst.com/de/de/products/. центробежные вентиляторы/p/R3G500PB2465.html, доступ 17 августа 2022 г.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Чвилонг, Ф.; Солдат, Дж.; Беккер, С. О взаимодействии поля наведенного потока теплообменников с осевыми вентиляторами. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2022, 139, 110697. [CrossRef]
2. Гросс, Т.Ф.; Петтген, ПФ; Пельц, П.Ф. Аналитический подход к оптимальной работе насосов в дожимных системах. Дж. Водные ресурсы. План. Менеджер. 2017, 143, 04017029. [CrossRef] 3.
Каллесё, К.; Ааструп, Дж.; Роккьер, К. Оптимизация энергопотребления для бустерных установок. Мировые насосы 2011, 2011, 24–30. [Перекрестная ссылка]
4. Дай, Ю.; Цзян, З.; Чен, П. Децентрализованное оптимальное управление насосами с регулируемой скоростью, соединенными параллельно. В материалах BS2015, 14-й Международной конференции Международной ассоциации моделирования характеристик зданий, Хайдарабад, Индия, 7–9 декабря 2015 г.; стр. 1103–1109.

5. Додж, Ю. Множитель Лагранжа. В Краткой статистической энциклопедии; Спрингер: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2008 г. [CrossRef]
6. Гулих, Дж. Ф. Центробежные насосы; Спрингер: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2008. 7.
Виейра, ТС; Сикейра-младший; Буэно, AD; Моралес, REM; Эстевам, В. Аналитическое исследование потерь давления и влияния вязкости жидкости на производительность насоса во время однофазного потока внутри ступени ЭЦН. Дж. Пет. наук. англ. 2015, 127, 245–258. [Перекрестная ссылка]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power

MDPI

Редакционный

Благодарность рецензентам IJTPP в 2022 году.

Редакция ИЖТПП

MDPI AG, Санкт-Альбан-Анлаге 66, 4052 Базель, Швейцария

Высококачественные академические публикации создаются на основе строгой рецензирования. Благодаря выдающимся усилиям наших рецензентов IJTPP удалось поддерживать высокие стандарты публикуемых статей. Благодаря усилиям наших рецензентов в 2022 году первое решение авторам предоставляется примерно через 48,5 дней после подачи, а принятие к публикации осуществляется через 6 дней (медианные значения для статей, опубликованных в этом журнале во второй половине 2022 года). Независимо от того, были ли в конечном итоге опубликованы рассмотренные ими статьи, редакторы хотели бы выразить свою признательность и поблагодарить следующих рецензентов за время и преданность делу, проявленные ими к IJTPP:

Айсса, Мохамед Хассанин Аль-
Туби, Моаммер Али Сауд Баерт,
Ливен Бэйнс,
Ник Бамбергер,
Конрад Баригоцци,
Джованна Бенра,
Фридрих Карл Бьянкини,
Козимо Бидерманн,
Тилль М.
Биндер, Николя
Бёле, Мартин
Бонтемпо, Родольфо
Брандштеттер, Кристоф
Бриллерт, Дитер
Брюммер, Андреас
Бухвальд, Патрик
Камчи, Ченгиз
Каролус, Томас
Казари, Никола
Кастеньяро, Стефано
Кольменеро, Херардо
Конджиу, Франсесо
Кулл, Джон
Дэвидсон, Ларс
Демезон, Франсуа
Долле, Бастиан
Домерк, Оливье
Дюфур, Гийом Дюма,
Мишель Эппле,
Филипп Юлитц,
Франк
Фельдманн, Кэролин
Ферлауто, Мишель
Флашински, Павел
Фрей, Юрий
Гебель, Грегор
Джефф Шеард, Энтони
Жикель, Лоран Ю.М.
Гёттлих, Эмиль
Греко, Мишель
Грин, Джеффри
Гедель, Ален
Хауг, Якоб
Хиллеваерт, Коэн
Яккарино, Джанлука
Лампарт, Петр
Лаваньоли, Серджио
Ли, Джонг Ик
Лепот, Ингрид
Лофтус, Петер
Лоренц, Ульф
Мартелли, Франческо
Марти, Жюльен
Мейер, Маркус
Микеласси Витторио
Моро, Стефан Нау,
Патрик Павези,
Джорджио Пайч,
Дитер Пенг,
Каэтано Пикки,
Алессио Пинелли,
Мишель Поль,
Кристиан Пуэнте-
Рико, Рикардо Райхерт,
Эрик Роджер,
Мишель

Образец цитирования: Редакция ИЖТПП . Благодарность рецензентам МЖТПП в 2022 году. МЖТПП 2023 , 8, 2. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010002

Опубликовано: 20 января 2023 г.

Копирайт: © 2023 автора. Лицензиат MDPI, Базель, Швейцария.

Эта статья находится в открытом доступе. распространяется на условиях и положениями Creative Commons Attлицензия на распространение (CC BY) (https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

Machine Translated by Google

Сандберг, Марк
Санхосе, Марлен
Санс, Вольфганг
Шиффманн, Юрг Александр
Шрам, Кристоф Шуфф,
Маттиас Шустер,
Себастьян Шваллингер,
Михаэль Земмлер, Клаус
Сешадри, Пранай
Зейме, Йорг Р.
Симонасси, Лорис
Шёландер, Стен
Шкода, Ромуальд
Стапельфельдт, Сина
Тивари, Раджив
Танстолл, Ричард
Урбано, Аннафедерика
Верстраете, Том
Ван, Цзе
Витт, Хенрик
Зангене, Мехрдад
Чжао, Фаньчжоу
Чжу, Тао

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Осевые вентиляторы с крыльчаткой и оптимальным соотношением диаметра ступицы к наконечнику и Лезвия адаптированы для минимальных потерь на выходе

Томас Каролус 1* и Конрад Бамбергер 2

1 Steinbeis-Transferzentrum FLOWTRANS, 57250 Нетфен, Германия
2 Независимый исследователь, 57076 Зиген, Германия
* Переписка: thomas.carolus@stw.de

Аннотация: Целью данного исследования является определение рабочих колес осевых вентиляторов с одним рабочим колесом с оптимальным соотношением ступицы к наконечнику для максимально достижимого общего к статическом КПД. В отличие от других исследований, выбран целостный подход. Во-первых, рассматривается полный класс этих вентиляторов. Во-вторых, радиальное распределение угла стреловидности лопастей, угла наклона, длины хорды и развала варьируется, чтобы адаптировать лопасти к сложному потоку в областях ступицы и вершины. Используемый инструмент представляет собой схему оптимизации с тремя ключевыми компонентами: (i) база данных, заранее созданная на основе прогнозируемых по Рейнольдсу характеристик производительности Навье-Стокса (RANS) для 14 000 проектов, (ii) искусственная нейронная сеть как метамодель для производительность вентилятора как функция 26 геометрических параметров и (iii) эволюционный алгоритм оптимизации, выполняемый на метамодели. Обычно соотношения ступицы к вершине рабочих колес, предложенные схемой оптимизации, меньше, чем те, которые получены при применении классических правил проектирования. Вторым результатом является форма лопастей, адаптированная для минимальных потерь на выходе. Эти формы существенно отличаются от классических и даже современных конструкций «только стреловидной» или «скользящей двугранной формы». Длина хорды, сдвиг и угол стреловидности распределяются от ступицы к вершине сложным образом. Основная причина заключается в том, что схема пытается минимизировать не только динамические потери на выходе, но и потери на трение из-за вторичных потоков в областях ступицы и кончика, что в конечном итоге приводит к максимально достижимому полному статическому КПД. По запросу авторы предоставят полную геометрию четырех рабочих колес, подробно проанализированных в этом исследовании, любому человеку для экспериментальной проверки или д

Ключевые слова: осевой вентилятор; только рабочее колесо; соотношение ступицы и наконечника; оптимизация

check for updates

Цитирование: Каролус, Т.; Бамбергер, К. Вентиляторы с осевой крыльчаткой и оптимальным соотношением диаметра ступицы к наконечнику и лопастями, адаптированными для минимальных потерь на выходе. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 7. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010007 .

Академический редактор: Янош Вад

Поступила: 28 августа 2022 г.
Пересмотрено: 4 января 2023 г.
Принято: 17 февраля 2023 г.
Опубликовано: 1 марта 2023 г.

Копирайт: © 2023 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 некоторых случаях предпочтительным выбором является осевой вентилятор с крыльчаткой в корпусе канального типа. Примерами являются сухие градирни на теплоэлектростанциях, установки для охлаждения двигателей локомотивов и автомобилей, железнодорожные и автомобильные системы кондиционирования воздуха , тепловые насосы и т. д. Соответствующее соотношение ступицы и кончика крыльчатки вентилятора (рис. 1) обсуждалось для много лет. Рисунок 2 иллюстрирует исторический пример; данные взяты из классического учебника ECK [1], 1972 г., где рекомендуемые удельная скорость и диаметр, а также наименьшее соотношение ступицы к вершине таких рабочих колес вентилятора приведены в так называемой диаграмме Кордье. Обратите внимание, что здесь и на протяжении всего исследования все значения безразмерных коэффициентов относятся к оптимальной точке эксплуатации, т. е. рабочей точке характеристики летно-технических характеристик, где аэродинамическая эффективность максимальна. Часто используемый индекс «opt» для краткости опущен.

Machine Translated by Google

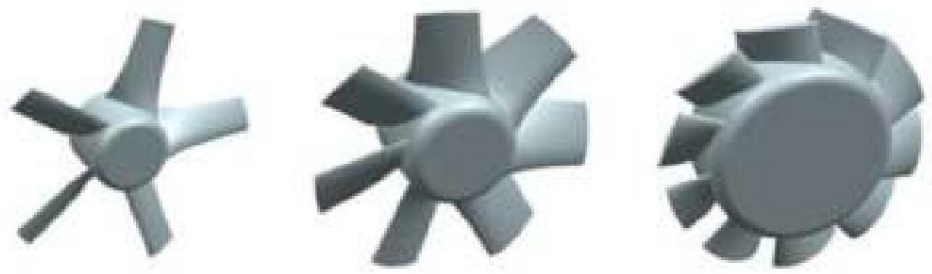


Рис. 1. Типичные осевые рабочие колеса с увеличением соотношения ступицы к вершине слева направо (классическая форма лопастей); Корпус канального типа не показан.

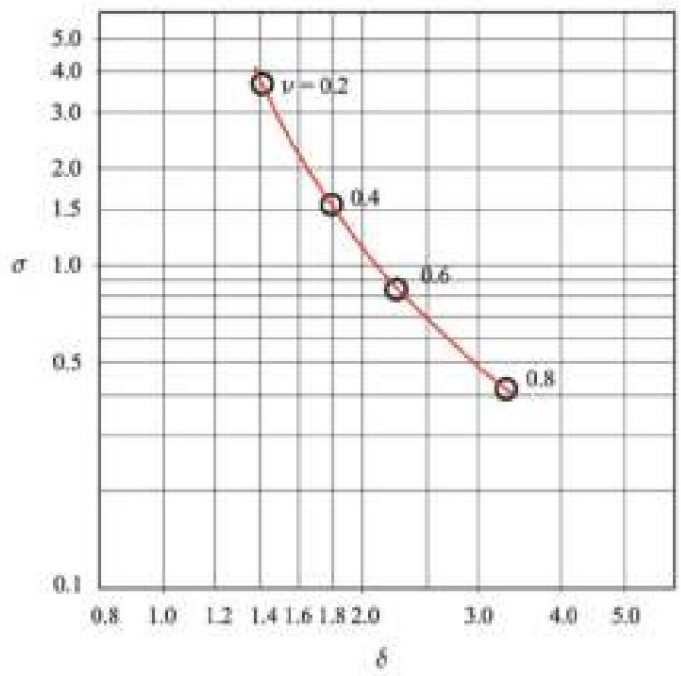


Рисунок 2. Осевые вентиляторы и минимальное соотношение ступицы к наконечнику ν для вентиляторов со свободным выхлопом и только с крыльчаткой, по данным ECK [1], 1972 г. (стр. 271).

На основе фундаментальных аэродинамических открытий первые указания на минимальное соотношение ступицы к законцовке были установлены Стрехельцки (см. Хорлок [2], (стр. 227), Де Халлер [3] и Шиллер [4]). Тем не менее, конструкторы часто пытаются еще больше уменьшить соотношение ступицы к наконечнику Один драйвер требует затрат: более крупный концентратор может стоить дорого. Другая причина – уменьшение площади блокировки рабочего колеса в состоянии покоя. Например, в установках охлаждения автомобильных двигателей вентилятор в большинстве случаев не работает, поскольку внешний воздушный поток обеспечивает принудительное охлаждение на средних и высоких скоростях автомобиля. Третий аргумент заключается в том, что слишком большой концентратор препятствует прохождению потока через матрицу теплообменника, установленную выше или ниже по потоку. Однако это зачастую неверно. Секции лопаток, расположенные рядом со ступицей неподходящей ступицы, могут испытывать или даже создавать обратный поток, который потенциально может увеличить нефункциональную площадь теплообменника .

Несколько авторов работали над методами проектирования рабочих колес с очень низким соотношением ступицы к вершине . Например, Линдеманн и др. [5] предложили метод расчета малого отношения ступицы к законцовке со стреловидными лопастями, основанный на эмпирическом распределении осевой и тангенциальной скорости в направлении размаха от ступицы к лопасти. В более поздней статье Ван и Круйт [6] изучали небольшие вентиляторы с соотношением ступицы к наконечнику. Среди прочего, они проанализировали влияние частей лопастей неаэродинамической формы и показали, «что наличие участков неаэродинамической формы вблизи корневой части оказывает незначительное влияние на коэффициент давления и, следовательно, на суммарно-статический КПД (вентилятора), за счет образования вихря перед лопастями

Machine Translated by Google

рядом с хабом. В целом, часть «основной лопасти» хорошо отражает аэродинамические характеристики». Потенциальный недостаток эффективности подробно не обсуждался. Тем не менее, идея их последующей статьи [7] состояла в том, чтобы количественно оценить потенциал общей стреловидности, двугранности и перекоса лопастей на аэродинамические характеристики таких вентиляторов. Они обнаружили лишь незначительные преимущества.

Целью данного исследования является определение высокоэффективных рабочих колес с минимальным соотношением ступицы к кончику. Рассматриваемый КПД представляет собой КПД от общего до статического, который является адекватным показателем энергетического качества вентилятора, когда он является последним компонентом установки и выбрасывает воздух непосредственно в свободную атмосферу или в большое помещение. Динамическое давление нагнетательной струи представляет собой потери на выходе, которые учитываются при определении этого КПД. В этом исследовании динамическое давление связано со скоростью потока непосредственно за рабочим колесом в кольцевом пространстве, образованном ступицей и цилиндрическим корпусом, а не с площадью всего ротора. Это позволяет избежать проблемы учета потенциального восстановления давления, например, из-за хвостового конуса или диффузора Карно.

В отличие от других исследований, выбран целостный подход. Возможные конструктивные решения охватывают весь диапазон, свойственный данному классу вентиляторов. Радиальное, т. е. по размаху, распределение угла стреловидности лопасти, угла смещения и длины хорды варьируется для адаптации лопастей к сложному потоку в областях ступицы и вершины. Используемый инструмент представляет собой схему оптимизации, разработанную и проверенную Бамбергером [8]; см. также Бамбергер и Каролус [9].

2. Методика 2.1.

Используемые безразмерные коэффициенты

В данном исследовании используются общепринятые определения безразмерных коэффициентов. Q (кг/м3) — объемный расход, p (Па) — повышение давления, n (1/c) — скорость вращения рабочего колеса, Dtip (м) — внешний диаметр ротора (и приблизительно чистый диаметр корпуса D), ρ (кг/м3) — (постоянная) плотность газа, а P (Вт) — мощность на валу. Коэффициенты объемного расхода и повышения давления, а также КПД определяются как

$$\varphi \quad \frac{\text{вопрос}}{\frac{\pi 2}{4} 3 \text{Д}_{\text{типн}}}, \tag{1}$$

$$\psi \quad \frac{p}{\frac{\pi 2}{2} \text{Д2}_{\text{типн}} 2\rho}, \tag{2}$$

$$\eta \quad \frac{Q \quad p}{\Pi}. \tag{3}$$

Конкретный диаметр и скорость:

$$\delta \quad \frac{\text{Дтип}}{\overline{8\pi 2}^{\frac{1}{4}} \frac{p}{\rho}^{\overline{1}4}_{\text{вопрос}}^{\frac{1}{2}}}, \tag{4}$$

$$\sigma \quad \frac{\text{н}}{(2\pi 2)^{\overline{1}4} \frac{p}{\rho}^{\frac{3}{4}} Q^{-\frac{1}{2}}} \tag{5}$$

φ и ψ можно выразить через δ и σ, и наоборот. В зависимости от случая применения, ψ и η могут быть определены либо с использованием общего (индекс «tt»), либо общего к статическому (индекс «ts») повышения давления. (В ISO 5801 [10] повышение общего давления называется просто «давлением вентилятора» с символом pf ; повышение общего давления называется «статическим давлением вентилятора» pfs , которое не следует путать с истинный статический прирост давления вентилятора .) Общий прирост давления ptt является мерой полной энергии, передаваемой от вала к жидкости, и равен разнице между общим давлением после вентилятора и полным давлением перед вентилятором. В приложениях, где динамическое давление после вентилятора рассеивается в свободной атмосфере или в большом помещении, общее статическое давлен

Machine Translated by Google

Повышение давления pts (т. е. ptt , уменьшенное на так называемые потери на выходе) более адекватно описывает расчетную точку, а ψts и ηts становятся соответствующими безразмерными величинами. Напротив , σ и δ всегда определяются через ptt, за исключением, скорее всего, рисунка 2, который будет обсуждаться ниже.

Геометрической величиной, которая наиболее важна в этой статье, является соотношение ступицы к наконечнику (см. Рисунок 3a).

$$\nu \quad \frac{\text{Дхуб}}{\text{Дтип}}. \tag{6}$$

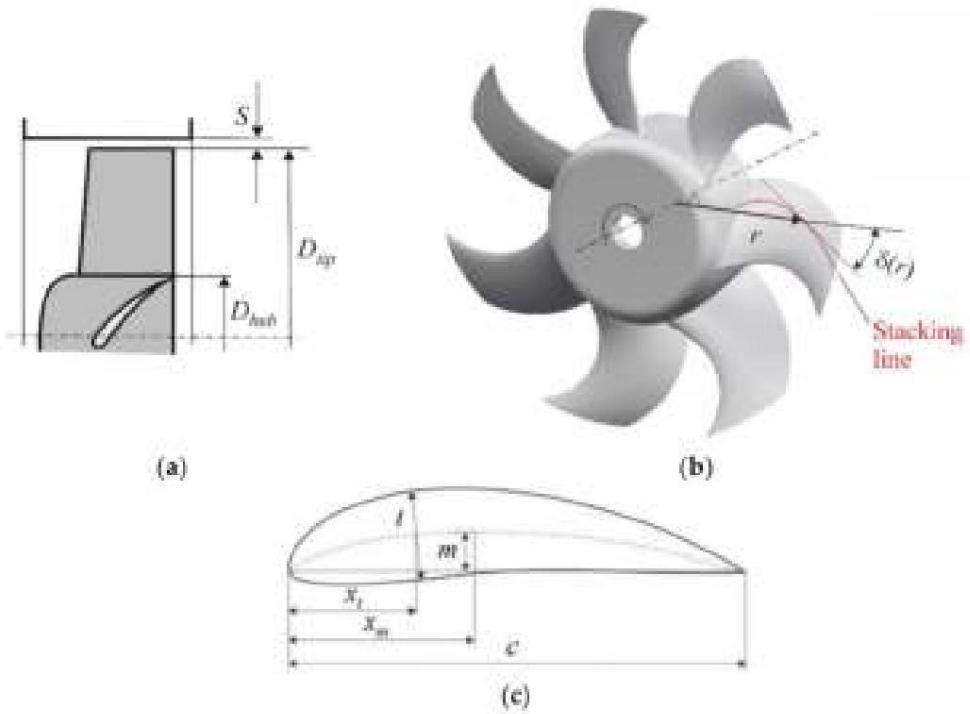


Рис. 3. Изображение геометрических параметров: а — рабочее колесо с частью коробчатого корпуса; (б) определение угла стреловидности; (c) 4-значный раздел NACA.

2.2. Схема оптимизации

В этом разделе приведено краткое описание схемы оптимизации. Подробности можно найти в [8,9]. Необходимы три ключевых компонента: (i) база данных рабочих характеристик 14 000 различных рабочих колес осевых вентиляторов, (ii) метамодель производительности вентилятора в зависимости от изменяющихся параметров рабочего колеса и (iii) эволюционный алгоритм как оптимизация . метод.

2.2.1. База данных

База данных состоит из ТТХ 14 000 особей в классе рабочих колес осевых вентиляторов. Он был создан заранее с помощью автоматического прогноза Навье – Стокса (RANS), усредненного по Рейнольдсу. На рис . 3 показаны варьируемые геометрические параметры. В таблице 1 собраны геометрические параметры, изменяющиеся в ходе оптимизации. Важно отметить, что диапазон допустимых соотношений ступицы и наконечника ограничен значениями от 0,3 до 0,7. Это означает, в частности, что в базе данных нет рабочих колес с соотношением диаметра ступицы к вершине <0,3. Лопасти состоят из 4-значных секций профиля NACA с параметрами «максимальная толщина», «максимальный развал» и соответствующими им «положениями по хорде». Максимальная толщина лезвия составляет 5% от длины хорды, что может позволить производить литье пластмасс под давлением.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Геометрические параметры варьировались.

Параметр	Символ	Диапазон	Комментарий
Соотношение ступицы и наконечника	ν	0,3–0,7	Только целые числа
	я	5–11	
Количество лопастей	с/Dtip [a]	0,13–0,33	4-значные разделы NACA
Соотношение длины	м/ц [a]	0–0,15	
хорды Максимальный развал	хм/с [a]	0,1–0,7	
Положение макс. развал Положение	хт/с [a]	0,1–0,5	
макс. толщина Угол стреловидности лезвия	δ [a]	60 –+60	

а определяется в трех равноудаленных местах между ступицей и наконечником.

Опытным путем установлены оптимальные точки работы обычных высокоэффективных однопоточных а одноступенчатые центробежные, смешанные и осевые вентиляторы – по удельному диаметру δ скорость σ — в относительно узкой полосе, называемой полосой Кордье; увидеть заштрихованную область на рисунке 2. Руководствуясь этой полосой Кордье, Бамбергер в [8] зафиксировал разумный диапазон Аэродинамические расчетные параметры осевых крыльчатых вентиляторов согласно рисунку 4 и Таблица 2, здесь в терминах φ и ψts. Это пространство дизайна более или менее адаптировано для текущего изучать. Обратите внимание, что диапазон аэродинамических расчетных параметров намеренно выбран таким, чтобы шире, чем предполагает традиционная полоса Кордье.

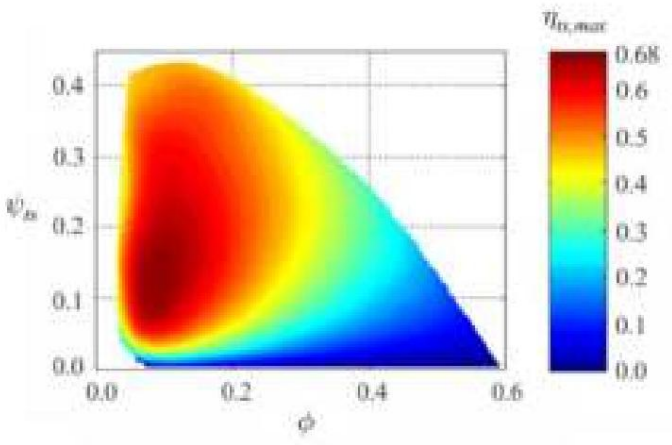


Рисунок 4. Расчетное пространство (т. е. пары φ и ψts) для класса одноступенчатых вентиляторов с осевой крыльчаткой; цвет указывает максимальную эффективность, достижимую для каждой пары φ и ψts; по Бамбергеру [8].

Таблица 2. Аэродинамические параметры конструкции варьировались в настоящем исследовании.

Параметр	Символ	Диапазон
Коэффициент повышения давления (при дизайнерская точка)	ψts	0,1–0,4
Коэффициент объемного расхода (в точке проектирования)	φ	0,1–0,45

Схема расчетной области для моделирования CFD представлена на рисунке 5. Расчетная область представляла собой один канал лопатки с использованием периодических граничных условий на боковых поверхностях. Дальнейшими граничными условиями были: фиксированный массовый расход на на входе, окружающее давление на выходе и отсутствие скольжения на стенках. Турбулентность была смоделирована с использованием модели k-ω SST. Решателем был Ansys CFX™. Построение числовой сетки и оценка результатов RANS была автоматизирована. Комбинации из 26 геометрических параметры определяли систематически с помощью метода планирования эксперимента (DoE). Полученные давления оценивались в плоскостях 1 и 2.

Machine Translated by Google

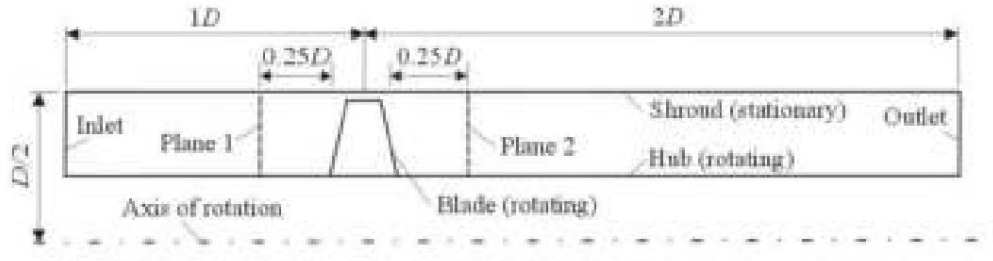


Рисунок 5. Эскиз вычислительной области для создания базы данных с автоматическими RANS- прогнозами; D Dtip, так как зазор кончика мал (S/D = 0,001).

Три незначительных ограничения, связанных с полученной таким образом базой данных, заключаются в следующем:

• Результаты полной схемы оптимизации могут быть не полностью применимы к установкам рабочих колес, которые существенно отличаются от Рисунка 5; например, без кожухов. • Зазор наконечника поддерживался

постоянным и составлял 0,001 от D Dtip. Существенно отличающиеся зазоры наконечников могут потребовать корректировок, например, путем эмпирических корреляций. •

Все RANS-моделирования проводились для рабочего колеса диаметром 0,3 м, работающего со скоростью 3000 об/мин. Это приводит к типичному числу Рейнольдса на основе аккордов, равному 200 000. Если бы результаты полной схемы оптимизации были применены к вентиляторам со значительно меньшими или большими числами Рейнольдса, по крайней мере, абсолютное значение прогнозируемого КПД можно было бы масштабировать с помощью законов масштабирования Рейнольдса, таких как известная формула Аккерета из 1948 г., см., например, Spurk [11] или более поздние и сложные методы, описанные Pelz et al. [12].

2.2.2. Метамодель

Метамодель основана на искусственной нейронной сети. Это позволяет прогнозировать эксплуатационные характеристики, включая эффективность и усредненную по окружности скорость потока в плоскости выхода рабочего колеса, любого рабочего колеса, изготовленного из разумной комбинации 26 геометрических параметров. Выбранный тип нейронной сети — многослойный персептрон (MLP). MLP состоят из входного слоя, произвольного количества скрытых слоев и выходного слоя. Количество скрытых слоев и количество нейронов в каждом из них определяет сложность модели. Слишком простая модель приведет к большим ошибкам из-за недостаточной гибкости. С другой стороны, слишком сложная модель будет страдать от эффектов переобучения, т. е. ошибка будет небольшой для обучающих данных, но высокой для свежих данных, которые не использовались для обучения. Таким образом, доступные данные были разделены на обучающие и тестовые данные, а сложность модели была оптимизирована с целью минимальной ошибки тестовых данных.

2.2.3. Метод оптимизации

Фактическая оптимизация выполняется на метамодели. Для оптимизации реализован эволюционный алгоритм. Одним из существенных преимуществ эволюционных алгоритмов является их способность находить глобальный оптимум, что считается важным для настоящей работы. Основным недостатком по сравнению с алгоритмами локальной оптимизации (например, основанными на градиенте) является большое количество вычислений функций, необходимых для сходимости. Однако из-за чрезвычайной скорости метамоделей этот недостаток менее актуален для настоящего исследования. Основной целью оптимизации всегда является максимизация ηts с ограничением, согласно которому должна быть достигнута целевая расчетная точка.

Полная схема реализована в Matlab™ и требует только стандартных ресурсов компьютера .

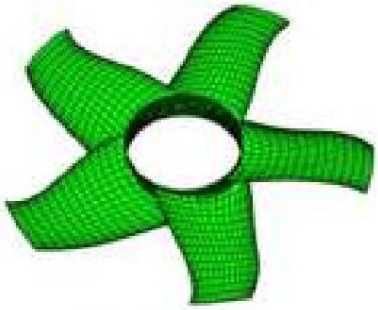
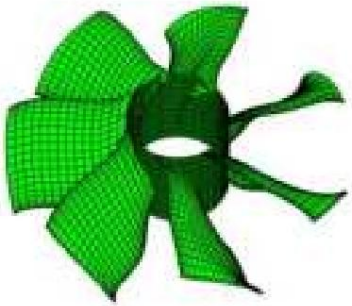
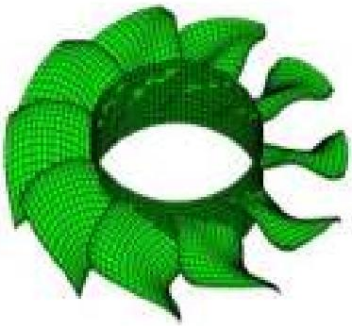
3. Результаты и обсуждение.

Систематическое проектирование рабочих колес в расчетном пространстве дает соотношение ступицы к кончику, представленное на верхнем графике рисунка 6. Для вентиляторов, рассчитанных на большие значения φ и низкие или умеренные значения ψts (например, B), нижняя ступица Соотношение чаевых к чаевым может быть осуществимо. Как упоминалось ранее

Machine Translated by Google

такой дизайн был исключен априори, поскольку исходные данные обучения метамодели были намеренно ограничены диапазоном параметров ν = 0,3–0,7. Максимально достижимый Полный статический КПД для каждой конструкции изображен на нижнем графике рисунка 6. Очевидно, вентиляторы с наибольшим КПД рассчитаны на пары φ /ψts в районе нижний левый угол с отношением ступицы к вершине ν 0,3–0,4 соответственно.

Таблица 3. Результаты (отдельные болельщики).

#	ψts	φ	ν	ηts	Рабочее колесо
А	0,1	0,1	0,31	0,66	
Б	0,1	0,45	0,30	0,20	
С	0,35	0,1	0,70	0,52	
Д	0,35	0,25	0,50	0,45	

Machine Translated by Google

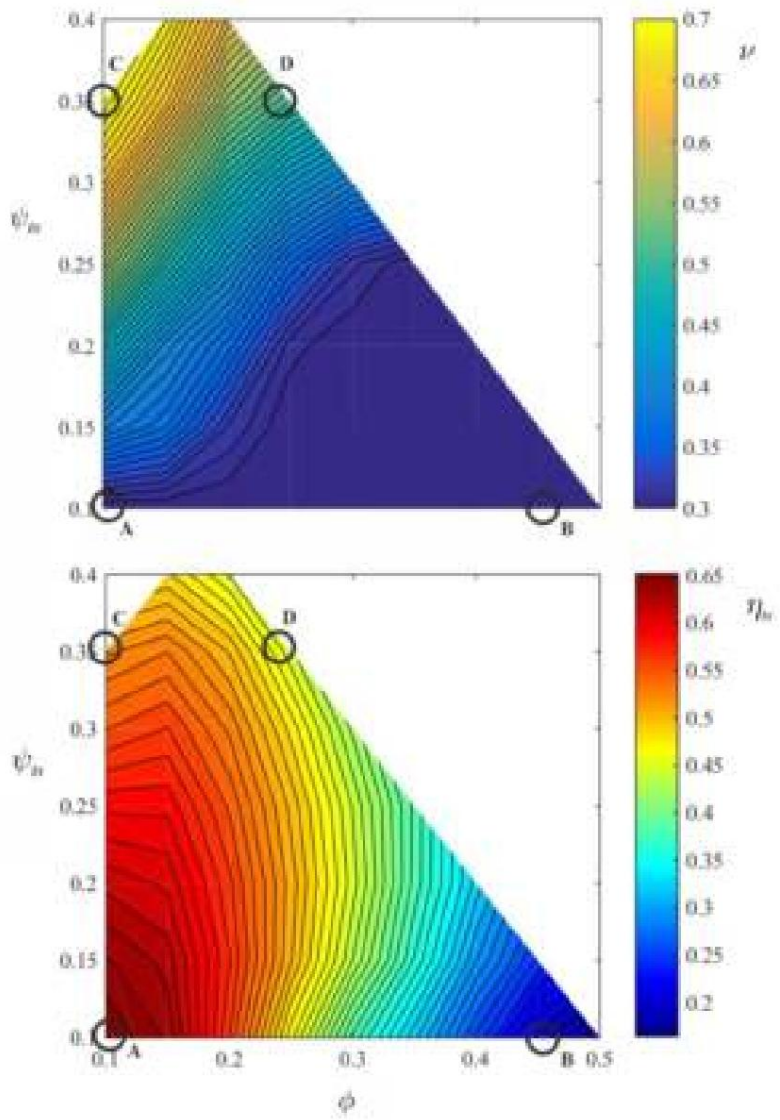


Рис. 6. Верхняя часть: соотношение ступицы к кончику оптимальных рабочих колес; внизу: общий к статический КПД этих рабочих колес; расчетные точки, обозначенные буквами, относятся к таблице 3.

Выбранные вееры (т.е. пары φ и ψts) в таблице 3 иллюстрируют результаты. В отличие от традиционных конструкций, оптимизация предлагает формы лопастей с неожиданным распределением длины хорды по размаху, угла наклона и особенно угла стреловидности.

Метамодель также дает усредненное по окружности поле потока на выходе из рабочего колеса, как показано на рисунке 7. По-видимому, оптимальная форма лопатки вызывает меридиональную составляющую скорости на выходе из вентилятора (см2) с максимумом в средней или внешней части лопатки. Это означает, что объемный расход неравномерно распределяется в лопастном кольцевом пространстве рабочего колеса. В критической зоне узла пропускная способность снижается. Также показана тангенциальная скорость cu2, которая является мерой передачи энергии жидкости. На всех графиках скорости нормированы на скорость кончика лопасти πDtipn, обозначенную звездочкой в верхнем индексе. Несмотря на небольшую область обратного потока, наиболее эффективным является рабочее ко

Machine Translated by Google

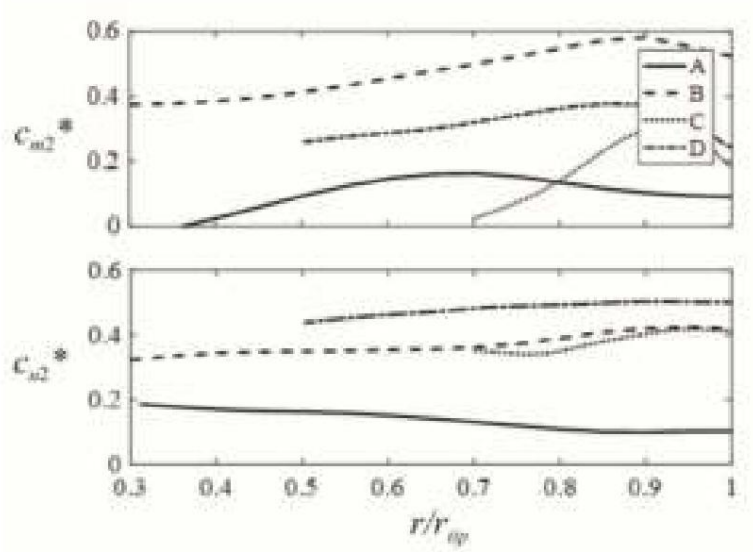


Рис. 7. Распределение меридиональной (проточной) и тангенциальной скоростей потока в выходной плоскости рабочего колеса; скорости нормированы на скорость кончика лопасти πDtipn, обозначенную звездочкой в верхнем индексе.

Для сравнения, для той же расчетной точки, что и A, рабочее колесо было спроектировано с использованием стандартного метода «лопатка-элемент-импульс» (BEM), ср. [13]. Отношение ступицы к кончику также было выбрано равным ν = 0,31. В качестве эмпирического предположения потери на трение в каждой элементарной секции лопасти вдоль размаха были приняты равными 10 % (что соответствует локальному гидравлическому КПД 90 %) — возможные дополнительные потери в областях ступицы и кончика лопасти не учитывались. Кроме того, не учитывались также объемные потери в области зазора между након Было выбрано свободное вихревое распределение, которое, в соответствии с требованием радиального равновесия, приводит к rx cu2 = const и cm2 = const вдоль размаха. На рисунке 8 эти распределения rx cu2– и cm2– сравниваются с распределениями оптимального рабочего колеса A. Оба распределения скоростей демонстрируют явные различия. Это связано с тем, что метод оптимизации, основанный на комплексных данных CFD, учитывает все локальные потери. Никаких предположений о локальной эффективности не требуется. Оптимизатор даже прогнозирует общую достижимую эффективность. Кроме того, оптимизатор идентифицирует те распределения cu2– и cm2– по размаху , которые связаны с минимальным общим динамическим давлением на выходе из рабочего колеса, т.е. с минимальными потерями на выходе. Обратите внимание, что классическое распределение свободных вихрей не является оптимальным с точки зрения потерь на выходе; осевая скорость потока на выходе постоянна, но тангенциальная существенно меняется от втулки к наконечнику: cu2 (r) = const/r. Следовательно, понятно, что общее динамическое давление на выходе, которое основано на интеграле квадратов скоростей на выходе от втулки до кончика, можно минимизировать, выбрав оптимальные распределения cu2(r) и cm2(r). В общем, эти распределения будут отклоняться от классической конструкции свободного вихря. В конечном счете, лопасти, которые обеспечивают оптимальный выходной поток, характеризуются сложным распределением длины хорды, а также углами смещения, стреловидности и двугранных углов.

Machine Translated by Google

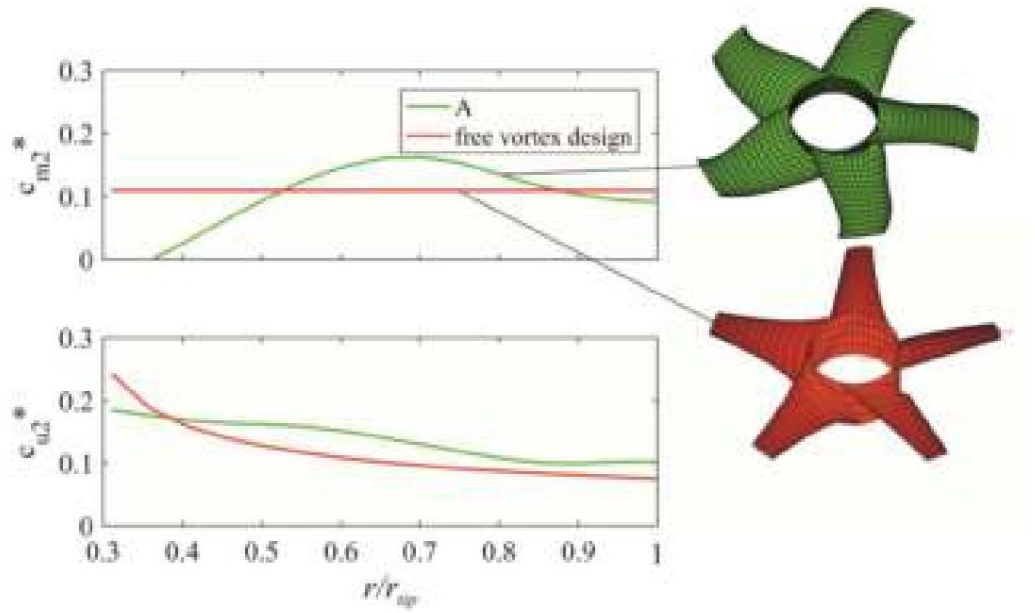


Рис. 8. Сравнение оптимального рабочего колеса вентилятора A со стандартной конструкцией из учебника (т. е. свободный вихрь, rcu2 = const и cm2 = const в соответствии с требованием радиального равновесия); скорости нормированы на скорость кончика лопасти πDtipn, обозначенную звездочкой в верхнем индексе.

Важно отметить, что выбранное соотношение ступицы к кончику для конструкции учебника было намного ниже классических пределов, согласно Стрехельцки, Де Халлеру и Шиллеру. Это общее наблюдение: соотношения ступицы к наконечнику, предложенные схемой оптимизации, всегда меньше, чем полученные по классическим правилам. Это относится даже к рекомендациям ECK, первоначально показанным на рисунке 2. (Необходима некоторая осторожность при качественной интерпретации рисунка 2 ; скорее всего, ECK получила кривую Кордье, определяющую σ и δ с помощью pts , а не ptt, как это принято сегодня.)

4. Выводы

Целью данного исследования была разработка осевых вентиляторов с крыльчаткой и оптимальным соотношением ступицы к наконечнику для максимально достижимого общего/статического КПД. Это контрастирует с другими исследованиями, в которых основной целью проектирования является очень маленькая ступица за счет потенциального ущерба эффективной аэродинамической функции области лопаток, прилегающей к ступице.

В отличие от других исследований, был выбран целостный подход. Во-первых, рассматривается весь класс этих вентиляторов, а не какой-то один конкретный конструктивный случай. Во-вторых, применяется метод оптимизации, позволяющий определить оптимальное соотношение ступицы и законцовки, радиальное распределение угла стреловидности лопасти, угла разнесения и длины хорды. Классические правила проектирования ступиц Стрехельцкого, Де Халлера и Шиллера применять не нужно.

В целом, соотношения ступицы и наконечника для класса осевых вентиляторов с одним рабочим колесом, предложенные схемой оптимизации, меньше, чем те, которые получены с использованием классических правил. Однако следует еще раз отметить, что допустимые соотношения ступицы и наконечника ограничены диапазоном от 0,3 до 0,7. В частности, это означает, что в используемой здесь схеме нельзя ожидать рабочих колес с соотношением ступицы к вершине <0,3. В случае рабочего колеса B, у которого соотношение ступицы к вершине составляет точно 0,3, выбранный нижний предел допустимых соотношений ступицы к вершине мог действовать как нефизическое ограничение.

Вторым результатом является форма лопастей, адаптированная для минимальных потерь на выходе. Эти формы существенно отличаются от классических и даже современных конструкций «только стреловидность» или «стрельность с двугранным углом»: длина хорды, сдвиг и угол стреловидности распределяются от ступицы к кончику сложным образом. Основная причина заключается в том, что схема пытается минимизировать не только общие динамические потери на выходе, но и потери на трение из-за вторичных потоков в областях ступицы и кончика.

Machine Translated by Google

По сути, используемый метод оптимизации основан на моделировании RANS. В прошлом базовый метод RANS был проверен на нескольких примерах. Тем не менее, авторы предоставляют полную геометрию четырех рабочих колес A, B, C и D любому человеку для экспериментальной проверки или дальнейшего анализа их производительности (см. заявление о наличии данных ниже). Это также позволило бы провести сравнение с коммерческими вентиляторами с аналогичными параметрами производительности, но у которых соотношение ступицы к наконечнику меньше, чем предложенное используемым методом.

Вклад автора: концептуализация, TC и KB; методология, КБ; программное обеспечение, КБ; написание — подготовка оригинального проекта, ТК; написание — рецензирование и редактирование, КВ и ТС. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: по запросу авторы бесплатно предоставят 3D-модель CAD четырех рабочих колес A, B, C и D любому лицу. С вопросами следует обращаться к Томасу Каролюсу в Steinbeis-Transferzentrum FLOWTRANS, 57250 Нетфен, Германия; www.flowtrans-engineering.com(по состоянию на 28 августа 2022 г.); thomas.carolus@stw.de.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Экк, Б. Вентиляторен, 5-е изд.; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 1972.
2. Хорлок, Дж. Х. Аксиалкомпрессорен; Verlag G. Braun: Карлсруэ, Германия, 1967. 3. de Haller, P. Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und im Windkanal. Бреннстофф-Верме-Крафт 1953, 10, 333–337. 4. Шиллер, Ф. Theoretische und Experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der Belastungsgrenze bei Hochbelasteten Axial- ventilatoren. доктор философии Диссертация, Брауншвейгский университет, Брауншвейг, Германия, 1983 г.
5. Линдеманн, ТБ; Фридрихс, Дж.; Старк, У. Разработка нового метода проектирования высокоэффективных осевых вентиляторов низкого давления с малым соотношением ступицы и наконечника. В материалах ASME Turbo Expo 2014; Статья № GT2014-25932; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2014 г. [CrossRef]
6. Ван Дж.; Круйт Н.П. Численное гидродинамическое моделирование аэродинамических характеристик осевых вентиляторов низкого давления с малым отношением диаметров ступицы к наконечнику. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 091202. [CrossRef]
7. Ван Дж.; Круйт, Н. П. Влияние стреловидности, двугранности и перекоса на аэродинамические характеристики осевых вентиляторов низкого давления с малыми соотношение диаметров ступицы и наконечника. ASME J. Fluids Eng. 2022, 144, 011203. [CrossRef]
8. Бамбергер К. Аэродинамическая оптимизация осевых вентиляторов низкого давления. доктор философии Диссертация, Universität Siegen, Зиген, Германия, 2015.
9. Бамбергер, К.; Каролус Т. Разработка, применение и проверка метода быстрой оптимизации класса осевых вентиляторов. ASME Дж. Турбомах. 2017, 139, 111001. [CrossRef]
10. ИСО 5801:201; Вентиляторы — тестирование производительности с использованием стандартизированных воздуховодов. Международная организация по стандартизации: Лондон, Великобритания, 2017.
11. Спурк, Дж. Анализ размеров; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 1992.
12. Пельц, П.Ф.; Стонжек, С.; Матышок, Б. Влияние числа Рейнольдса и шероховатости на эффективность осевых и центробежных вентиляторов — физически обоснованный метод масштабирования. В материалах Международной конференции по шуму вентиляторов, технологиям и численным методам FAN2012, Санлис, Франция, 18–10 апреля 2012 г.
13. Каролус Т. Вентиляторы: аэродинамический дизайн, шумоподавление, оптимизация; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2022 г.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Аэроакустическое моделирование осевого вентилятора с помощью моделируемого Условия турбулентного притока

Филипп Дитрих * и Марк Шнайдер

ebm-papst GmbH & Co. KG, Bachmühle 2, 74673 Mulfingen, Германия *
Адрес для переписки: philipp.dietrich@de.ebmpapst.com

Аннотация: В приложениях акустика вентиляторов может существенно отличаться от измерений автономного вентилятора. Это происходит из-за нарушения условий притока, например, из-за теплообменника перед осевым вентилятором. Решение сложной геометрии и размеров типичных теплообменников в аэроакустическом масштабном моделировании приводит к очень большим вычислительным затратам, что в настоящее время экономически нецелесообразно. Инструменты реконструкции турбулентности, такие как FRPM, дают возможность моделировать условия турбулентного притока, тем самым избегая представления теплообменника в аэроакустическом моделировании. Этот подход проверен на эталонном эксперименте с канальным вентилятором с расположенной вверх по потоку турбулентной решеткой.

Ключевые слова: болельщики; аэроакустика; вычислительная аэроакустика (ВГА); нарушение притока; реконструкция турбулентности

1. Введение

Оценка и снижение издаваемого звука является важной частью развития новых поклонников. Особенно необходимы тихие вентиляторы в устройствах, которые работают рядом с людьми, таких как кондиционеры или кухонные вытяжки. В отличие от измерений автономного вентилятора, которые обычно используются в процессе разработки, в приложениях на акустику могут существенно влиять нарушенные условия притока. Как показали Люциус и др. [1] даже прямоугольный короб перед вентилятором резко увеличивает издаваемый звук, тогда как влияние на аэродинамические свойства незначительно.

Оценки аэродинамических свойств с помощью численного моделирования с использованием CFD (вычислительной гидродинамики) обычно используются в процессе разработки новых вентиляторов. Из-за увеличения вычислительных ресурсов методы CAA (вычислительной аэроакустики) стали более важными для прогнозирования излучаемого звука и определения механизмов генерации звука. Как показали Люциус и др. [1] модели с масштабным разрешением, такие как LES (Large Eddy Simulation), способны правильно рассчитывать ак
Однако для определения структур выше по течению, влияющих на условия притока, необходимы большие вычислительные усилия. Осевые вентиляторы обычно применяются в сочетании с теплообменником. Так обстоит дело, например, с тепловыми насосами, где вентилятор часто устанавливается после теплообменника. Форма и геометрические детали теплообменника приводят к образованию неоднородного турбулентного поля потока, которое во время работы будет взаимодействовать с лопастями вентилятора. Это может значительно увеличить издаваемый звук. Из-за сложной геометрии (тонко расположенные ребра и охлаждающие стержни) и размеров теплообменников для разрешения всех необходимых деталей требуются очень большие вычислительные усилия (оценочный размер сетки для разрешения типичного теплообменника: ~ 1 × 1010 ячеек). . В процессе разработки продукта это в настоящее время экономически нецелесообразно.

Инструменты реконструкции турбулентности, такие как метод FRPM (Fast Random Particle Mesh), разработанный DLR в Брауншвейге (Эверт [2]), предлагают возможность синтетически воссоздать турбулентность на основе статистической информации предшественника RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes).) симуляции. Инструмент был специально создан для реконструкции источников звука для моделирования распространения, как показали Либерсон и др. [3].

check for updates

Цитирование: Дитрих, П.; Шнайдер, М. Аэроакустическое моделирование осевого Вентилятор с моделируемым турбулентным притоком Условия. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 13. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020013

Академические редакторы: Марчелло Манна и Томас Каролус

Поступила: 31 августа 2022 г.
Пересмотрено: 31 января 2023 г.
Принято: 7 марта 2023 г.
Опубликовано: 18 апреля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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/).

Machine Translated by Google

В контексте шума задней кромки этот инструмент также использовался для введения турбулентных колебаний в пограничный слой профиля (Бернике и др. [4]). В случае вентилятора в сочетании с теплообменником идея состоит в том, чтобы восстановить условия возмущенного притока к вентилятору, вызванные теплообменником, с помощью FRPM для аэроакустического моделирования. Предложенный метод был успешно применен к типовым тестовым примерам, а также к моделированию эксперимента с профилем за турбулентной решеткой в аэродинамической трубе (Дитрих и др. [5]). В исследованиях предвестников также исследовались другие инструменты реконструкции турбулентности, такие как анизотропное линейное воздействие (ALF) в StarCCM+ (Эрбиг и др. [6]). Однако в тестовых случаях FRPM показал наиболее многообещающие результаты.

В этой статье метод реконструкции турбулентности с использованием FRPM для условий возмущенного притока применяется к эталонному тестовому примеру канального осевого вентилятора с восходящей решеткой турбулентности, исследованной в Университете Зигена (Чжу [7]). Целью данного исследования является определение применимости разработанного подхода к аэроакустическому моделированию вентиляторов. Преимущество этого тестового примера заключается в том, что по сравнению с применением теплообменника всю схему эксперимента можно представить в виде аэроакустического моделирования с разумными вычислительными затратами. Эта установка также была исследована Могадамом и др. [8] с использованием LES. Однако акустика моделировалась только для условий невозмущенного притока. Различные условия притока для этого канального вентилятора в аналогичной установке были численно и экспериментально исследованы Ризом и Кэролусом [9], которые показали возможности различных методов моделирования турбулентности для улавливания соответствующих источников звука. Влияние условий притока из-за аэродинамической трубы в этом контрольном случае было исследовано Штурмом и др. [10] с использованием метода решетки-Больцмана. Однако конфигурация с турбулентной сеткой не моделировалась.

Все уже примененные методы не смогут предсказать акустику установки теплообменника с разумным количеством вычислительных ресурсов. Целью данного исследования является показать применимость метода реконструкции с использованием FRPM и StarCCM+ для прогнозирования широкополосной акустики по сравнению с экспериментом и моделированием всей установки. В центре внимания реконструкции будут турбулентные колебания, имеющие отношение к акустике. Поэтому следует ожидать отклонений в аэродинамических свойствах.

2. Экспериментальная

установка. Экспериментальная установка и результаты измерений опубликованы Чжу [7] , с ними можно ознакомиться для получения дополнительной информации. Чжу также продемонстрировал экспериментальное исследование и моделирование того же вентилятора в аналогичной конфигурации (без возмущения притока) в своей диссертации [11], на которую также можно сослаться в качестве измерительной установки. В эксперименте в воздуховоде размещается осевой вентилятор диаметром 300 мм и частотой вращения 3000 об/мин , засасывающий воздух из полубезэховой камеры через сравнительно грубую турбулентную сетку. Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1.

Поле притока вентилятора после сопла и турбулентной решетки измеряется термоанемометрическим зондом, расположенным на расстоянии 175 мм перед передней кромкой вентилятора. Кроме того, давление на поверхности лопаток измеряется датчиками давления на всасывающей и напорной сторонах лопаток. Здесь на 2 лопастях вентилятора было применено 7 датчиков давления со стороны всасывания одной и со стороны нагнетания другой лопасти. На поверхности зазора наконечника был установлен дополнительный датчик давления. Сигнал от датчиков давления передается по каналам, заполненным пастой, на противоположной стороне лопатки на ступицу и передается на вал посредством скользящего контакта. Датчики давления были индивидуально откалиброваны с использованием сигнала белого шума.

Machine Translated by Google

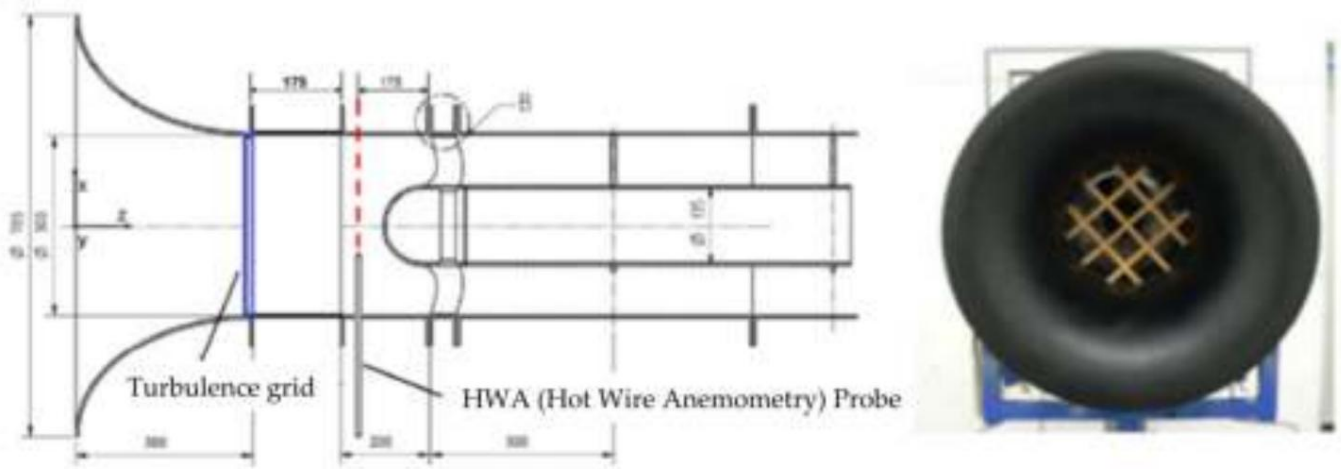


Рис. 1. Экспериментальная установка: (слева) Схема испытательного стенда; (справа) изображение установки с турбулентной решеткой [7]. Воспроизведено с разрешения Чжу Т.; Номер отчета АиФ/ФЛТ: F60 002 B; 2015 [7] (добавлены аннотации на английском языке).

Акустика регистрируется тремя входными микрофонами, расположенными в полубезэховой камере (рис. 2), и одним микрофоном в воздуховоде после вентилятора. Для сравнения в этой статье используются только микрофоны на стороне всасывания (полубезэховая каме

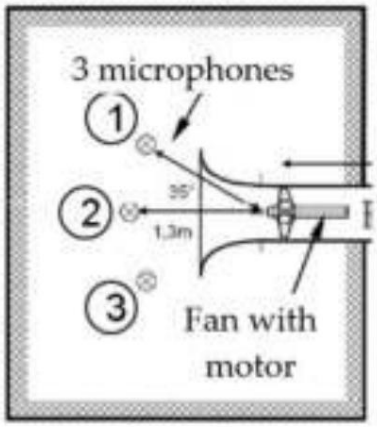


Рисунок 2. Расположение микрофонов на стороне всасывания (схема на основе [12]). Воспроизведено с разрешения Делфса Дж.В. и Каролуса Т.; Номер отчета AIF/FLT: F60 001 B; 2015 (добавлены аннотации на английском языке и нумерация).

3. Настройка

моделирования. Этот эксперимент был выбран для испытания, поскольку он включает условие турбулентного притока для вентилятора, которое все еще можно решить с помощью моделирования с масштабным разрешением, тем самым обеспечивая дополнительную ссылку для моделирования с турбулентной реконс

Основой всего акустического моделирования в этой работе является RANS-моделирование всей области моделирования, которое можно увидеть на рисунке 3 для установки LES. Разрешение сетки этого стационарного моделирования такое же, как и для аэроакустических расчетов с масштабным разрешением. Использовалась полиэдральная сетка примерно с 60 миллионами ячеек. Вращение вентилятора реализовано методом движущейся системы отсчёта (MRF) в StarCCM+. Турбулентность рассчитывалась с использованием реализуемой модели k-ε .

Machine Translated by Google

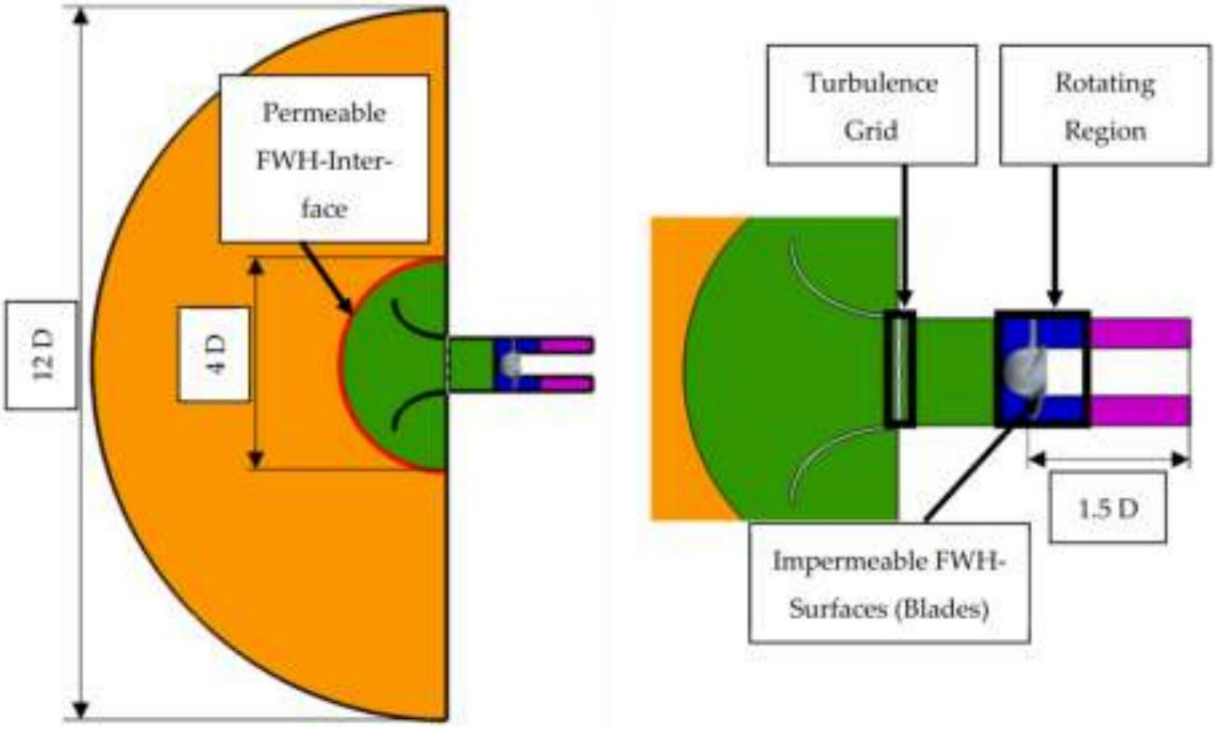


Рис. 3. Расчетная область для полной модели канального вентилятора с восходящей сеткой турбулентности: (слева) Полный вид; (справа) подробный вид.

Моделирование с разрешением масштаба было настроено как сжимаемое моделирование в StarCCM+. Распространение турбулентности, генерируемой решеткой, к вентилятору обеспечивалось как минимум двумя ячейками на каждую шкалу длины турбулентности, что оказалось достаточным в предыдущем исследовании [5]. В этом переходном моделировании вращение вентилятора было реализовано с использованием метода движения твердого тела (RBM) со скользящими интерфейсами. Турбулентный пограничный слой был разрешен, обеспечив безразмерное расстояние по нормали к стенке (N+, Y+) ниже 1 и безразмерное разрешение в тангенциальном направлении (T+) ниже 200 во всей области, что привело к вышеупомянутым примерно 60 миллионам ячеек. Развернутая модель LES с подсеточной моделью WALE (SGS) с адаптацией к стене (SGS) обычно требует значений T+ ниже 40 для правильного разрешения пограничного слоя. Однако было показано, что для акустики вентиляторов такой установки достаточно [1,5].

Акустические волны частотой до 3000 Гц пространственно разрешаются с 20 точками на длину волны (PPW) до проницаемой границы раздела перед соплом. Акустика микрофонов в полубезэховой камере рассчитывалась по модели Ффокса-Вильямса и Хокингса (FWH) непосредственно от лопастей вентилятора, а также от проницаемой поверхности перед соплом по формуле Farassat A1. Чтобы избежать отражений на границах, входные и выходные участки реализованы как неотражающие граничные условия «свободного потока». Кроме того, на выходе нанесена Зона акустического подавления (ЗАС) толщиной 0,5 D (диаметр вентилятора). На рис . 3 показано схематическое изображение расчетной области.

Моделирование проводится путем сначала расчета трех оборотов вентилятора со сравнительно грубым шагом по времени. После этого начинается акустическая оценка двух дополнительных оборотов с помощью FWH с использованием меньшего временного шага t = 5 × 10-6 с (t < длительность периода при 3000 Гц, деленная на 30), обеспечивая временное акустическое разрешение до 3000 Гц. .

Для моделирования с реконструкцией турбулентности область, используемая для предыдущего моделирования, уменьшена. Входное отверстие теперь расположено на расстоянии 175 мм перед передней кромкой (положение измерений горячей проволоки в эксперименте). Поскольку в сокращенной области моделирования геометрия является либо вращающейся, либо вращательно-симметричной, в отличие от геометрической настройки полной модели, вся область реализуется как вращающаяся с использование

Machine Translated by Google

Метод РБМ. Разрешение сетки такое же, как и для масштабного моделирования всей области. Из-за сокращенной области моделирования все структуры выше нового места впуска (например, сетка турбулентности и сопло) не представлены сеткой, что приводит к многогранной сетке, состоящей примерно из 40 миллионов ячеек. Переходные и акустические настройки такие же, как и для полного моделирования модели. Однако из-за уменьшенной области распространения можно учитывать только распространение звука непосредственно от лопастей вентилятора к микрофонам в полубезэховой камере через FWH.

В качестве основы для реконструкции турбулентности с помощью FRPM используется RANS-моделирование, которое использовалось для расчета начального поля течения для LES всей области. Чтобы выполнить реконструкцию турбулентности, объемное сечение (участок) среднего профиля потока и статистические свойства турбулентности извлекаются из этого моделирования RANS и предоставляются в качестве входных данных для FRPM. Реконструкция в ФРПМ осуществляется на декартовой сетке. Участок FRPM сосредоточен вокруг местоположения нового воздухозаборника (0,175 м) перед передней кромкой вентилятора и имеет толщину 5 см, что более чем в три раза превышает максимальный масштаб турбулентной длины на этом участке. FRPM использует объемную сетку для реконструкции, чтобы обеспечить полное бездиверсионное поле потока для колебани Пространственное разрешение этой сетки такое же, как и у многогранной сетки в StarCCM+, с двумя ячейками на минимальную шкалу турбулентной длины на патче. Для реконструкции использовались две частицы на ячейку для реализации флуктуаций на основе распределения Гаусса. Переходные турбулентные колебания, восстановленные с помощью FRPM, затем добавляются к установившемуся профилю потока моделирования RANS. Это возмущенное поле потока затем используется в граничном условии «Свободный поток» на входе. Для учета переходного профиля флуктуаций были разработаны два разных подхода. В первом подходе флуктуации должны быть созданы до моделирования с масштабным разрешением. Для второго подхода была реализована односторонняя связь между StarCCM+ и FRPM, позволяющая восстановить турбулентные колебания параллельно LES. В настоящей работе флуктуации создаются до моделирования с масштабным разрешением, поскольку этот подход проще реализовать и обеспечивает более стабильную настройку моделирования. На рис . 4 показан процесс реконструкции турбулентности для этого случая.

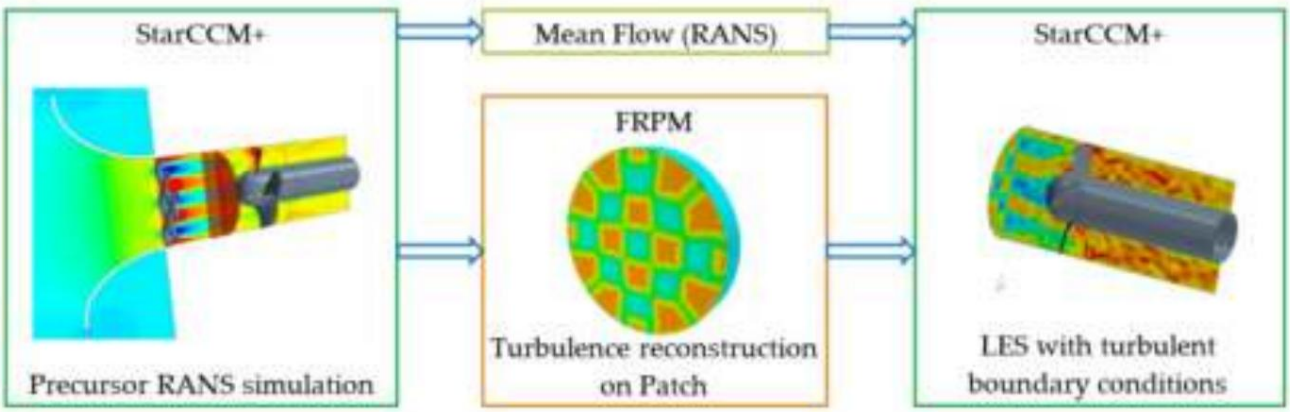


Рисунок 4. Настройка моделирования для реконструкции турбулентности с использованием StarCCM+ и FRPM (красный участок используется для реконструкции турбулентности из RANS).

4. Аэродинамические

результаты. Реконструкция турбулентности основана на моделировании RANS, которое также использовалось для инициализации моделирования полной модели с масштабным разрешением. Как уже отмечалось в [5], поля течения RANS и LES различаются структурой следов турбулентной сетки. Это также можно увидеть на рисунке 5.

Machine Translated by Google

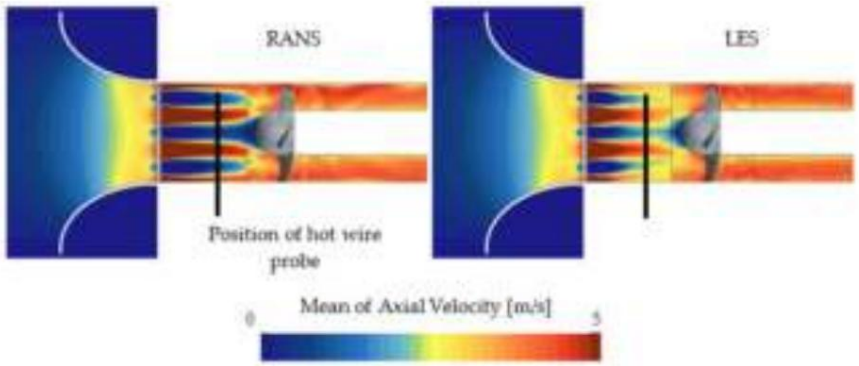


Рисунок 5. Средняя осевая скорость: (слева) RANS и (справа) LES.

Различные структуры турбулентности также можно увидеть по сравнению с измерения с помощью термощупа на расстоянии 175 мм перед вентилятором, как показано на рисунке 6.

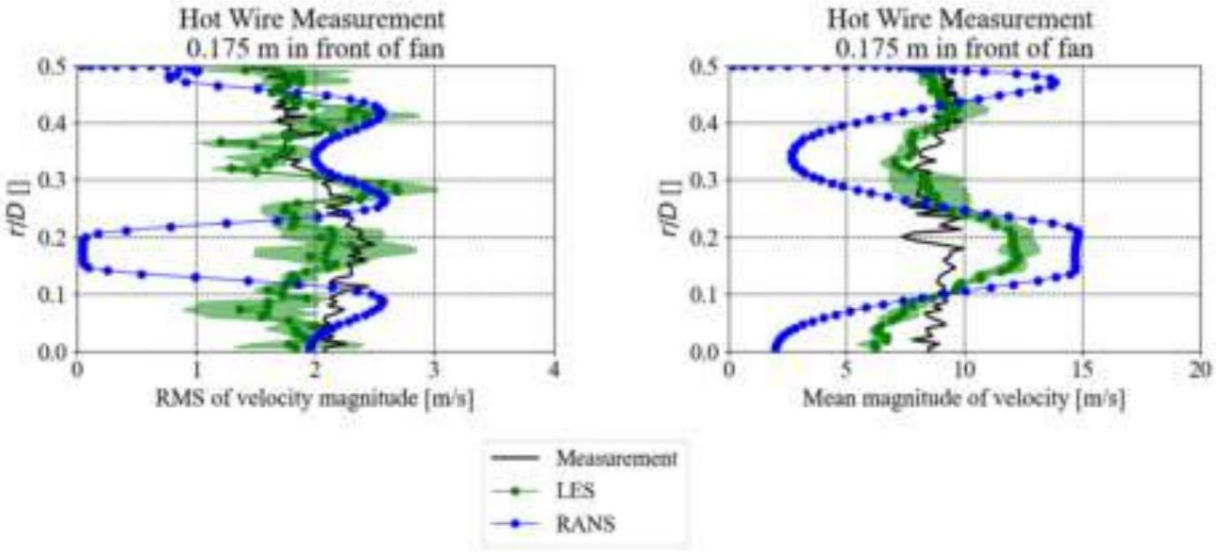


Рисунок 6. Сравнение RANS и LES (обе полные модели) с измерениями горячего провода на расстоянии 175 мм перед вентилятором [7]. Данные LES были получены путем усреднения трех перекрывающихся блоков. Минимальное и максимальное значение обозначено светло-зеленой областью. (Средняя величина скорости (слева) и среднеквадратичное значение величины скорости (справа)).

В отличие от измерений, следы можно увидеть на профилях осевой скорости для обеих моделей (RANS и LES). Однако на профиле RANS структура следов видна более четко. Наряду со среднеквадратичными значениями колебаний (правая диаграмма на рисунке 6) видно, что, несмотря на профиль средней скорости, время оценки колебаний недостаточно. Подобное поведение следов наблюдалось и в

LES с высоким разрешением, Moghadam et al. [8]. Тем не менее, предыдущие исследования [1,5] показали, что, несмотря на различия в аэродинамике, хорошие акустические результаты могут быть получены при выбранном времени оценки и разрешении сетки. В скорости RANS и пульсирующем профиле, как уже наблюдалось в [5], следы сетки турбулентности более выражены по сравнению с LES и измерением. Это можно объяснить моделируемой изотропной турбулентностью в RANS-подходе, поскольку среднеквадратичное значение рассчитывалось на основе турбулентной кинетической энергии.

Помимо датчиков с горячей проволокой, с измерениями можно также сравнить давление на поверхности лезвия. На рисунке 7 спектры измеренного приземного давления сравниваются с полной моделью и симуляцией с восстановленной турбулентностью.

Machine Translated by Google

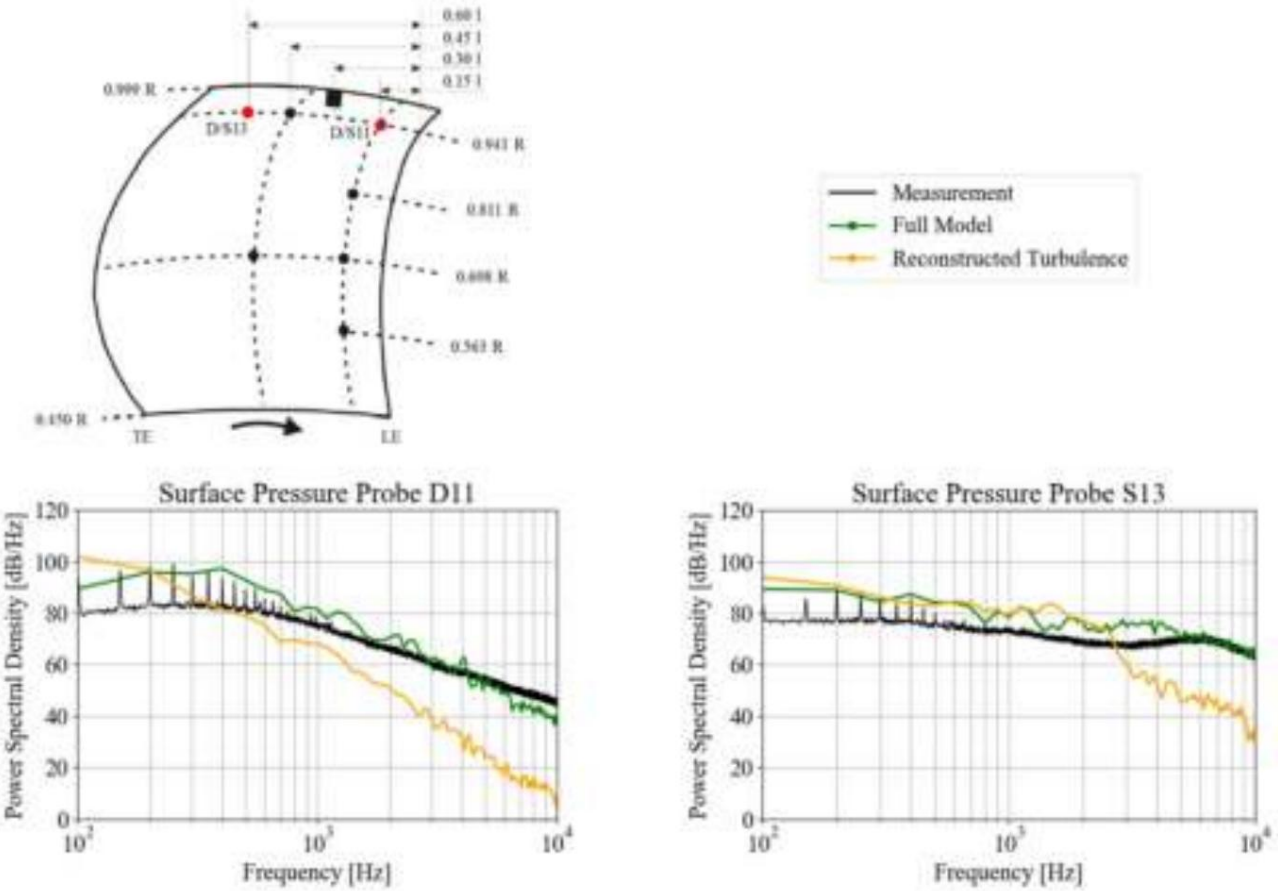


Рисунок 7. Сравнение спектров поверхностного давления полной модели и моделирования с восстановленной турбулентностью с измерением: вверху слева: положения датчиков давления на поверхности лопаток вентилятора (префикс «D» = сторона нагнетания; префикс «S» = сторона всасывания); внизу слева: Сравнение спектров приземного давления на стороне давления (зонд D11) вблизи передней кромки; внизу справа: Сравнение спектров поверхностного давления на стороне всасывания (зонд S13) вблизи задней кромки. Справочные данные и положения на основе [7,12].

Приземное давление в полной модели моделирования показывает, для большей части спектра , более высокие уровни по сравнению с измерением. Это может быть следствием недостаточного разрешения поверхности в представленной LES. Видно, что, особенно вблизи передней кромки на стороне всасывания и давления, профиль давления восстановленной турбулентности демонстрирует значительно более быстрое затухание. Вблизи задней кромки пульсации давления полной модели и восстановленной турбулентности хорошо согласуются до ~2500 Г Для более высоких частот сигнал давления для восстановленной турбулентности показывает значительно более низкие уровни. В FRPM для восстановления турбулентности предполагается гауссовский спектр, откалиброванный по турбулентной кинетической энергии и турбулентному масштабу длины моделирования RANS . В турбулентном масштабе длины преобладают крупные турбулентные структуры потока. Поэтому восстанавливается только часть турбулентного спектра, расположенная вокруг турбулентной шкалы длины. При реконструкции не учитываются мелкомасштабные флуктуации на более высоких частотах, что приводит к нефизической форме распределения энергии. Вероятно, именно с этим и связаны обнаруженные различия в спектрах давления.

Предыдущие исследования [5] показали, что сосредоточение внимания на реконструкции крупномасштабной турбулентности на основе среднего потока RANS дает хорошие акустические результаты по сравнению с эталонным моделированием и измерениями. Поэтому можно предположить, что, несмотря на наблюдаемые различия в поле течения, хорошие акустические результаты можно получить с помощью метода реконструкции турбулентности.

Machine Translated by Google

5. Акустические результаты

При моделировании полной модели акустические результаты в трех микрофонах в полубезэховой камере могут быть получены путем распространения с использованием FWH либо от проницаемой поверхности, либо путем прямого распространения от лопастей вентилятора (рис. 3). При моделировании с восстановленной турбулентностью из-за уменьшенной области моделирования возможно только распространение непосредственно от лопастей вентилятора. Среднее значение акустических спектров всех трех микрофонов в полубезэховой камере (спереди) и отдельно микрофона на оси (микрофон 2) можно найти на рисунке 8.

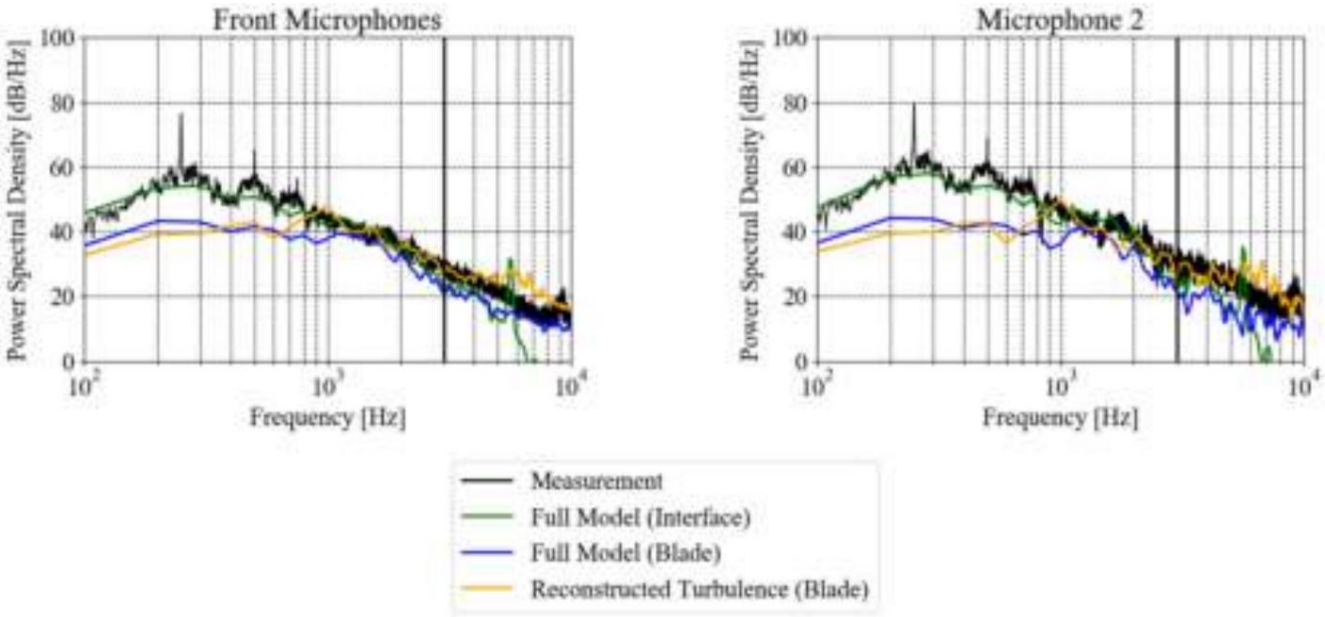


Рисунок 8. Средние акустические спектры: (слева) все три микрофона на стороне всасывания; (справа) одиночный микрофонный спектр для микрофона на оси (данные измерений на основе [7]).

Результат, основанный на распространении от проницаемой поверхности, показывает очень хорошее согласие с экспериментальными значениями. По сравнению с распространением от лопастей влияние канала и сопла на акустический спектр отчетливо видно для частот ниже 1000 Гц. Для частот выше 1000 Гц форма спектра и уровни хорошо согласуются между различными методами распространения.

Ориентиром для моделирования с турбулентной реконструкцией является распространение от лопастей вентилятора при моделировании полной модели. Форма спектра и уровни находятся в близком сравнении. Есть небольшие различия на частоте 1000 Гц и на более высоких частотах. Дополнительный шум на более высоких частотах может быть результатом игнорирования небольших турбулентных флуктуаций гауссова спектра в методе восстановления турбулентности.

Несмотря на различия в аэродинамике, показанные в предыдущем разделе, с помощью представленного метода реконструкции турбулентности можно правильно предсказать влияние турбулентности притока на акустику вентилятора . В отличие от применения теплообменника, разрешение сетки турбулентности в этой установке требует сравнительно небольшого количества вычислительных ресурсов.

Из-за короткого времени оценки разрешение тональных составляющих спектров невозможно .

6. Периодическое моделирование

Чтобы еще больше сократить вычислительные усилия, необходимые для прогнозирования влияния турбулентности притока на канальный вентилятор, исследуются дополнительные методы уменьшения. Как было показано в предыдущих исследованиях [1,8], можно использовать периодичность геометрии вентилятора при моделировании без турбулентности притока. Для полного модельного подхода это невозможно, поскольку периодичность сетки турбулентности и вентилятора не одинакова (1/5-я периодичность

Machine Translated by Google

для веера и 1/4-й периодичности сетки турбулентности). Однако в схеме моделирования с восстановленной турбулентностью сетка турбулентности больше не является частью области моделирования. Поэтому была создана новая сетка, имеющая только одну лопасть в периодическом сегмент Настройки полной и периодической модели для моделирования реконструкции турбулентности показаны на рисунке 9.

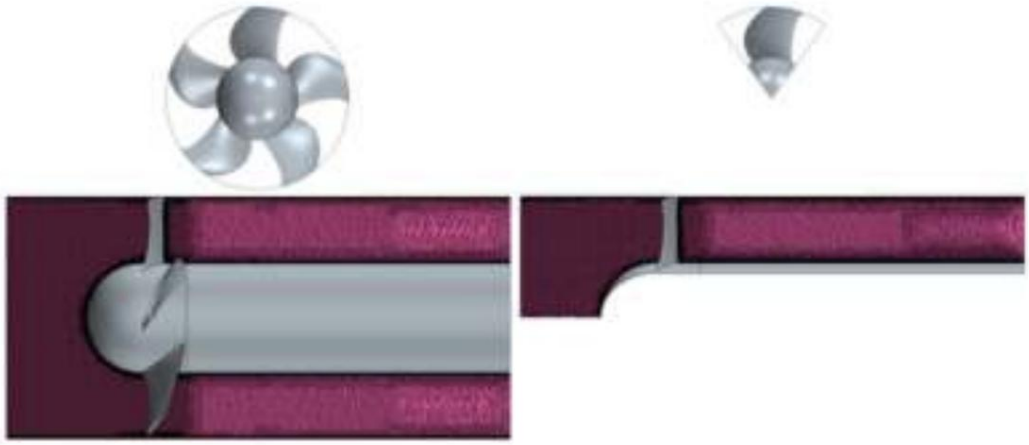


Рис. 9. Расчетная область и сетка для моделирования реконструкции турбулентности: (слева) Полная модель; (справа) периодическая модель.

За счет использования периодичности геометрии веера можно добиться значительного снижения количества ячеек. Начиная с ~60 миллионов ячеек для полной модели (веер и сетка турбулентности), количество ячеек сокращается до ~8,6 миллионов для моделирования периодической реконструкции турбулентности без сетки турбулентности.

Однако для периодической модели невозможно напрямую использовать средний поток, предоставленный предшественником RANS, как указано на рисунке 4. Средний поток по-прежнему показывает структуру сетки, которая имеет периодичность 1/4. Использование этого притока привело бы к нефизическим флуктуациям в периодическом аэроакустическом моделировании. Используя окружное среднее поля потока RANS и турбулентные колебания, генерируемые на основе исходного среднего потока, в интересующей частотной области не наблюдалось никаких нефизических коле Поскольку в настоящее время невозможно восстановить турбулентность в окружной периодической области в FRPM, была использована та же область, что и для полной реконструкции модели турбулентности. Профили, использованные для реконструкции среднего потока и турбулентности, показаны на рисунке 10.

Акустические результаты для второго микрофона можно увидеть на рисунке 11. Сигнал для периодической модели сдвинут на PSD = -10 log10(5)дБ -7 дБ (5 представляет количество лопастей вентилятора) с учетом когерентности. источники звука на оси. Здесь показан только микрофон на оси, поскольку продолжаются исследования по учету влияния источников когерентного звука на внеосевые микрофоны (Люциус и др. [13]).

Акустический спектр периодического моделирования с восстановленной турбулентностью соответствует эталонному моделированию, а также хорошо согласуется с полным модельным моделированием с восстановленной турбулентностью. Для более высоких частот могут наблюдаться дополнительные флуктуации, которые можно объяснить генерацией синтетической турбулентности и самой периодической моделью. Для спектра на низких частотах (f < 1000 Гц) важно использовать исходное поле течения RANS для реконструкции турбулентности. Если для реконструкции турбулентности также используется окружное среднее поля потока, в этой частотной области наблюдаются значительно более низкие уровни.

Machine Translated by Google

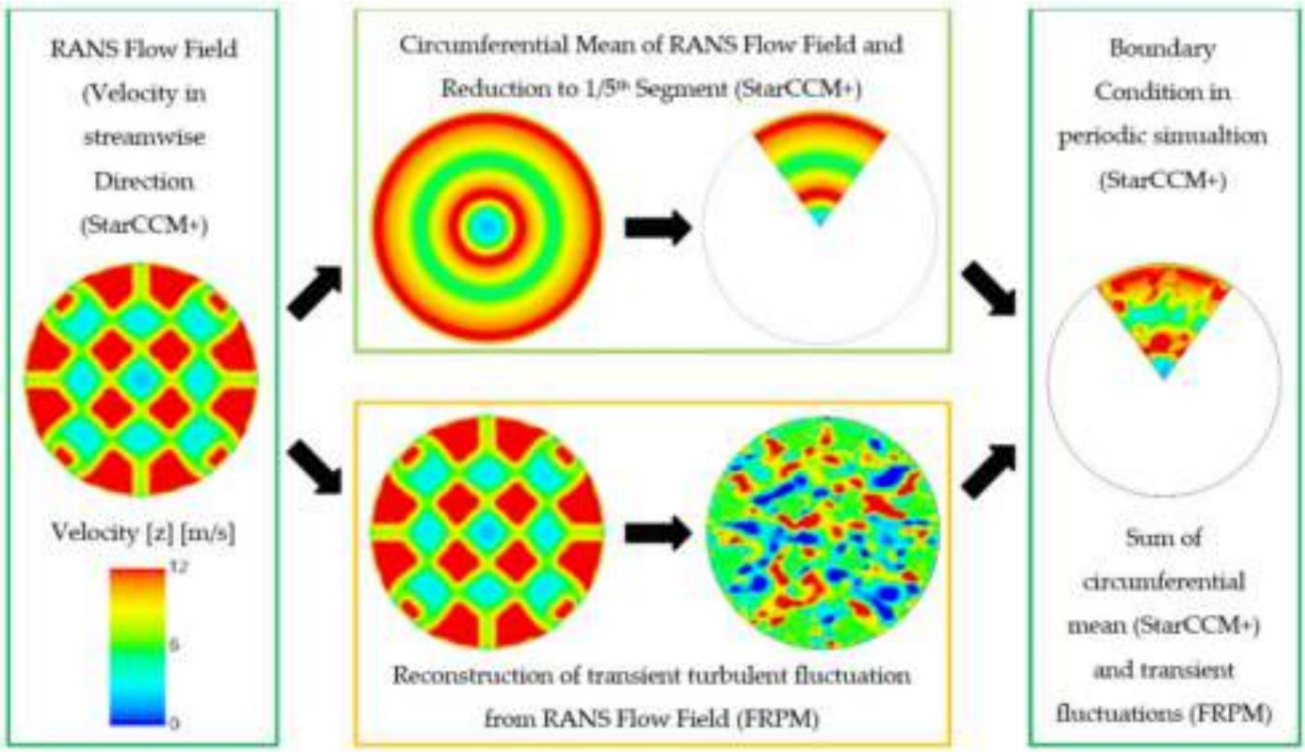


Рис. 10. Схема процесса восстановления турбулентного граничного условия для периодического моделирования. Средний поток основан на окружном среднем поле потока RANS (верхняя ветвь); Колебания восстанавливаются по исходному полю потока RANS (нижняя ветвь) (Реконструкция всей области); Добавление поля среднего окружного потока и колебаний в зависимости от текущего положения вентилятора (вся периодическая область вращается).

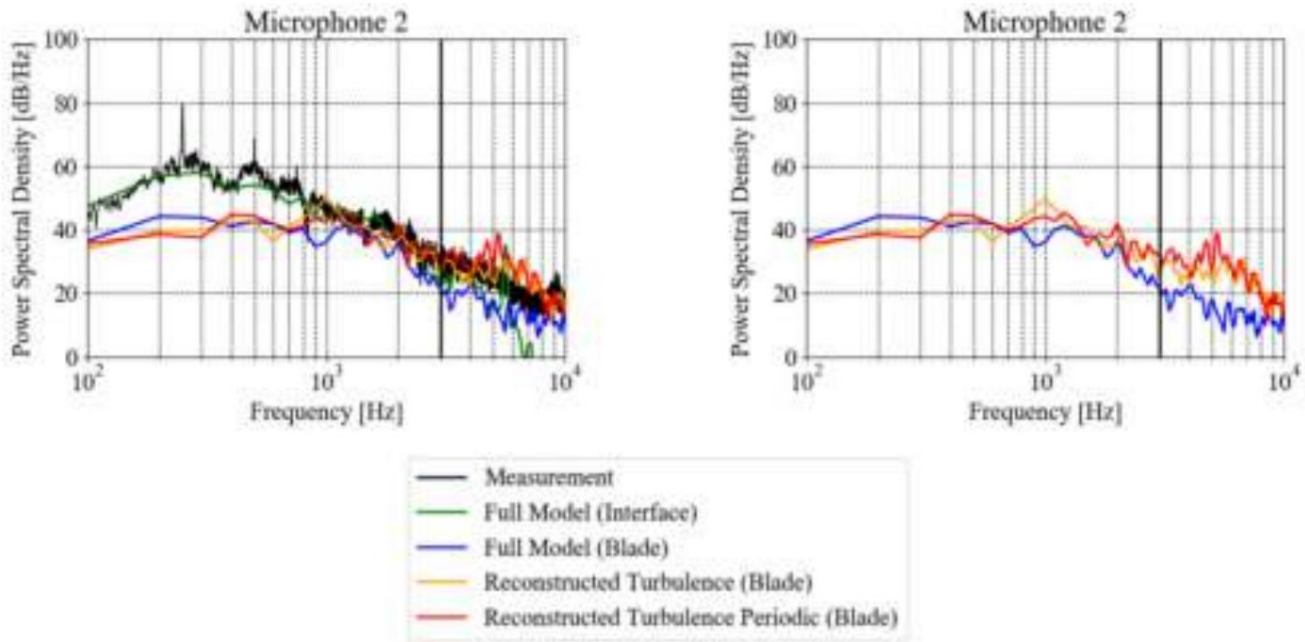


Рисунок 11. Сравнение акустических спектров микрофона 2 для полной модели и различных реконструкций турбулентности: (слева) включая измерение и полную модель; (справа) только справочные данные и реконструкция (данные измерений по [7]).

Machine Translated by Google

7. Выводы

В этой статье представлен подход к сокращению вычислительных затрат при аэроакустическом моделировании вентиляторов путем восстановления турбулентности, создаваемой геометрическими особенностями перед вентилятором. Подход был применен к эталонному случаю осевого вентилятора в воздуховоде с расположенной выше по потоку турбулентной сеткой.

Для этого подхода статистическая информация о турбулентности из предшественника RANS была реконструирована с использованием инструмента FRPM, разработанного в DLR в Брауншвейге, и использована в качестве входного граничного условия аэроакустического моделирования вентилятора с масштабным разрешением. Результаты сравнивались с экспериментальными данными и аэроакустическим моделированием всей установки (вентилятор + турбулентная сетка). Кроме того, был представлен подход, позволяющий еще больше сократить вычислительные затраты на акустическое прогнозирование за счет использования периодичности геометрии.

Аэродинамическое сравнение показало, что существуют различия в среднем поле потока и турбулентных свойствах моделирования RANS по сравнению с экспериментом и эталонным LES. Кроме того, сигналы давления на поверхности лопастей вентилятора частично показывают значительные различия между моделированием с восстановленной турбулентностью и эталонным моделированием всей установки. Несмотря на эти различия, было обнаружено хорошее согласие между акустическими спектрами моделирования с восстановленной турбулентностью и эталонного моделирования. Эталонные спектры из экспериментов не удалось воспроизвести с помощью моделирования, восстанавливающего турбулентность, из-за сокращения вычислительной области. Реконструкция турбулентности и использование периодичности геометрии позволяют значительно сократить (до 6 раз) вычислительные затраты на аэроакустическое моделирование с турбулентностью притока.

Моделирование показывает, что с помощью метода реконструкции турбулентности и экс-

Использование периодичности в геометрической установке позволяет предсказать аэроакустическое поведение вентилятора по сравнению с моделированием всей установки. Этот метод кажется многообещающим , особенно для типичного применения вентиляторов в сочетании с теплообменниками, поскольку он позволяет уловить влияние турбулентности притока на акустику вентиляторов, что в настоящее время экономически невозможно. Этот подход может оказаться ценным преимуществом для разработки новых поколений вентиляторов с улучшенными акустическими характеристиками в условиях нарушенного притока . Если целью исследования является подробная информация в микрофонах перед стороной всасывания , в дополнение к предлагаемому методу можно использовать код акустического распространения.

Вклад авторов: концептуализация, PD и MS; методология, ПД; расследование, ПД; письменное – подготовка оригинального проекта, ПД; написание – рецензирование и редактирование, ПД; визуализация, ПД; руководство, М.С. Все авторы прочитали и согласились с опубликованным вариантом рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о наличии данных: Экспериментальные данные были получены и воспроизведены с разрешения проекта IGF (№: 16773 N) (ссылки [7,12]); Контакт: https://www.flt-net.de/; Доступ 1 сентября 2015 г.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Люциус А.; Хюттер, С.; Дитрих, П.; Шнайдер, М.; Леманн, М.; Гейер Т. Экспериментальное и численное исследование аэроакустики осевого вентилятора в условиях возмущенного притока. В материалах FAN2018, Дармштадт, Германия, 18–20 апреля 2018 г.
2. Эверт, Р. Метод быстрой случайной сетки частиц для реализации нестационарных турбулентных источников звука и полей скорости для приложений CAA; В материалах 13-й аэроакустической конференции AIAA/CEAS, Рим, Италия, 21–23 мая 2007 г.
3. Либерсон, Л.; Ламмер, М.; Месснер, М.; Эверт, Р.; Делфс, Дж.В. Применение разрывного решателя CAA на основе Галеркина для прогнозирование широкополосного шума; В материалах FAN2018, Дармштадт, Германия, 18–20 апреля 2018 г.
4. Бернике, П.; Аккерманс, РА; Эверт, Р.; Дирке, Дж. Overset-LES со стохастическим воздействием для моделирования источника звука. В «Новых результатах в области численной и экспериментальной механики жидкости XI», «Заметки по числовой механике жидкости и междисциплинарному проектированию» 136; Диллманн, А., Ред.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2018 г. [CrossRef]

Machine Translated by Google

5. Дитрих, П.; Шнайдер, М. Modellierung der Akustik von Axialventilatoren unter gestörter Zuströmung. В материалах DAGA2019, Росток, Германия, 18–20 марта 2019 г.
6. Эрбиг Л.; Лардо, С. Гибридный RANS/LES турбулентного пограничного слоя с неблагоприятным градиентом давления с использованием модели напряжения Рейнольдса эллиптического смешивания и анизотропного линейного воздействия. Выполняется гибридное моделирование RANS-LES. Заметки по числовой механике жидкости и междисциплинарному проектированию; Хоарау Ю., Пэн С.Х., Швамборн Д., Ревелл А., Мокетт К., ред.; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2020 г.; Том 143.
7. Чжу, Т. Akustische Nachrechnung Von Ventilatoren: Bericht Zum Zusätzlichen FLT-Eigenmittelprojekt Teilprojekt 2 Zum Hauptarbeitspaket C: Akustisches Validierungsexperiment, Durchgeführt an der Universität Siegen; Отчет о проекте Зигенского университета (АиФ 16773 N/2); Зигенский университет: Зиген, Германия, 2015.
8. Могадам, ЮАР; Погорелов А.; Ройдл, Б.; Мейнке, М.; Шредер, В. Численный анализ акустического поля осевого вентилятора при различные условия притока. В материалах FAN2018, Дармштадт, Германия, 18–20 апреля 2018 г.
9. Риз, Х.; Каролус, Т. Шум осевого вентилятора: к прогнозированию звука на основе численных данных о нестационарном потоке – тематическое исследование. В Труды Acoustics'08, Париж, Франция, 29 июня – 4 июля 2008 г.
10. Штурм, М.; Санхосе, М.; Моро, С.; Каролус, Т. Аэроакустическое моделирование осевого вентилятора, включая полный испытательный стенд, с использованием Решетчатый метод Больцмана. В материалах FAN2015, Лион, Франция, 15–17 апреля 2015 г.
11. Чжу Т. О шуме зазора наконечника осевого вентилятора, вызванном потоком. доктор философии Диссертация, Shaker Verlag GmbH, Дюрен, Германия, 2016.
12. Делфс, Дж.В.; Каролус, Т. Schlussbericht zu dem IGF-Vorhaben: Akustische Nachrechnung von Ventilatoren; Итоговый отчет проекта (АиФ 16773 Н); Зигенский университет: Брауншвейг/Зиген, Германия, 2015 г.
13. Люциус, А.; Шефер, Р. Акустика радиального вентилятора с загнутыми назад лопатками – моделирование и экспериментальная проверка CAA. В материалах FAN2022, Санлис, Франция, 27–29 июня 2022 г.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Редакционный

Вентиляторы: шум, аэродинамика, приложения и системы. Лучшее с международной конференции FAN2022

Томас Х. Каролус 1,2

1 Центр трансфера Штайнбайс FLOWTRANS, 57250 Нетфен, Германия; thomas.carolus@stw.de
2 Кафедра прикладной механики жидкостей и турбомашин, Университет Зигена, 57068 Зиген, Германия

Сегодня используется большое количество вентиляторов для обработки воздуха и газа. Вентиляторы поддерживают нашу повседневную жизнь, обеспечивая воздух для отопления и охлаждения, перемещая газы на химических заводах и в пищевой промышленности, помогая вырабатывать электроэнергию и многое другое. В то же время вентиляторы вместе со связанными с ними двигателями потребляют значительную долю всей электроэнергии во всем мире, по-прежнему в основном вырабатываемой из ископаемого топлива; таким образом, они являются косвенной причиной выбросов CO2. Кроме того, еще одной актуальной проблемой является воздействие шума вентилятора на окружающую среду.

Статьи в Международном журнале турбомашин, двигательных установок и энергетики (IJTPP) Спецвыпуск о фанатах с конференции FAN2022. Данная международная конференция прошла в Санлисе, Франция, в июле 2022 года. В состав организационного комитета вошли Джефф Шеард, AGS Consulting LLC, США; Юрген Шёне, ebm-papst, Германия; Ален Гедель и Франсуа Бессак, CETIAT; Ксавье Карньель, CETIM, Франция; и Томас Каролус, Зигенский университет и Дармштадтский технический университет Петера Пельца, оба в Германии. Целью этого специального выпуска является представление подборки статей выдающегося научного качества или статей, посвященных актуальным проблемам.

Аэродинамический расчет вентиляторов по-прежнему основан на аналитических моделях, но все чаще опирается на численное моделирование потока. Численное моделирование потока позволяет спрогнозировать несколько вариантов конструкции с низкими затратами и может привести к автоматической оптимизации. Методы оптимизации могут дополнить или даже заменить методы аналитического проектирования в будущем. Вычислительная гидродинамика также все в большей степени способна решать акустические поля. В зависимости от степени приближения он обеспечивает ранее невозможный уровень детализации источников звука и их расположения в машине. С другой стороны, экспериментальные и полуаналитические методы по-прежнему необходимы для проверки теоретических характеристик, проблем износостойкости и, что наиболее важно, системной интеграции и эффектов установки. Наконец, дебаты с законодательными институтами продолжаются, поскольку наше сообщество работает над определением наилучшего показателя для характеристики энергоэффективности и воздействия всей системы на окружающую среду.

В этом специальном выпуске отражено, что фанаты по-прежнему являются объектом междисциплинарных научных исследований и разработок во всем мире, в которых участвуют и сотрудничают университеты, государственные исследовательские институты и компании. Промышленные производители и пользователи признают и поддерживают эти усилия. Примером такого сотрудничества является ZIEHL-ABEGG SE, производитель вентиляторов из Кюнцельзау, Германия, который выступил спонсором этого специального выпуска. Эта поддержка обеспечивает открытый доступ ко всем статьям и прямо подтверждается.

Финансирование: В рамках спонсорской программы конференции FAN2022 все сборы за обработку статей (APC) для этого специального выпуска были профинансированы ZIEHL-ABEGG SE, Кюнцельзау, Германия.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

check for updates

Цитата: Каролус, TH Fans: Noise, Аэродинамика, приложения и Системы — лучшие из лучших Международная конференция ФАН2022. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 36. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040036 .

Поступила: 24 ноября 2022 г.
Принято: 30 ноября 2022 г.
Опубликовано: 2 декабря 2022 г.

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

Копирайт: © 2022 автора. 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/).

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Обзор

Методики экспериментального исследования неидеальных Динамика сжимаемой жидкости

Стефан аус дер Више

Факультет машиностроения, Мюнстерский университет прикладных наук, 48565 Штайнфурт, Германия; wiesche@fh-muenster.de; Тел.: +49-2551-9-62272

Аннотация: Растущее число применений органического цикла Ренкина (ORC) или энергетических систем со сверхкритическим CO2 (sCO2) сформировало новую ветвь механики жидкости, называемую динамикой неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD). Эта область механики жидкости занимается потоками паров или газов, которые характеризуются существенными отклонениями от модели идеального газа. В крайних случаях могут возникнуть даже неклассические газодинамические явления. Хотя эти неидеальные сжимаемые течения сегодня являются предметом сложных исследований численного моделирования, существует также растущая потребность в экспериментальных данных для целей проверки. За последние пару лет были разработаны и введены в эксплуатацию новые экспериментальные стенды, предназначенные для исследования динамики неидеальных сжимаемых жидкостей. Классические практические методы измерения в настоящее время перерабатываются и применяются к неидеальным сжимаемым потокам. Несмотря на свою существенную актуальность, информация об этих методах измерения и их отличиях от традиционных методов в открытой литературе скудна. Настоящая обзорная статья представляет собой попытку сократить этот разрыв. После краткого обсуждения термодинамики и гидродинамики неидеальных сжимаемых потоков рассматриваются доступные в настоящее время испытательные стенды и используемые ими методы измерения. В обзоре обсуждаются шлирен -оптические исследования, пневматические и лазерно-оптические методы, термоанемометрия неидеальных сжимаемых течений.

Ключевые слова: сжимаемое течение; неидеальный газ; ОРЦ; измерение расхода; испытательные стенды; зонды Пито; шлирен-системы; ЛДВ; ПИВ; термоанемометрия

check for updates

Цитирование: aus der Wiesche, C. Методы экспериментального исследования динамики неидеальной сжимаемой жидкости. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 11. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020011

Академические редакторы: Родольфо Бонтемпо и Тони Артс

Поступила: 15 декабря 2022 г.
Пересмотрено: 21 февраля 2023 г.
Принято: 23 февраля 2023 г.
Опубликовано: 3 апреля 2023 г.

Копирайт: © 2023 автора. 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

Энергетические системы на основе органического цикла Ренкина (ORC) тщательно исследуются на предмет преобразования тепла в электроэнергию из солнечных и геотермальных источников тепла и рекуперации отходящего тепла. Технология ORC предлагает высокий потенциал [1] для удовлетворения экологических требований и уменьшения проблем, связанных с климатом. Растущее число применений энергетических систем с органическим циклом Ренкина (ORC) [1,2] повысило актуальность новой отрасли механики жидкости, называемой динамикой неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD). В последние годы интерес к энергетическим системам со сверхкритическим CO2 (sCO2) привел к дальнейшей необходимости лучше понимать газовую динамику жидкостей, которые далеки от обычного поведения идеального NICFD занимается потоками паров или газов, которые характеризуются существенными отклонениями от модели идеального газа. В крайних случаях теоретический анализ [4–6] даже предсказывает возникновение неклассических газодинамических явлений, включая образование и распространение расширяющихся или разреженных скачков, звуковых ударов, двойных звуковых ударов и расщепления скачков.

В термодинамике идеальный газ — это уникальная модель газа, которая определенным образом отличается от реальных газов, что упрощает расчеты. Во всех моделях идеального газа межмолекулярными силами пренебрегают. Все модели идеального газа являются моделями идеального газа в том смысле, что все они подчиняются уравнению состояния идеального газа.

$$p = \rho RT, \quad (1)$$

Machine Translated by Google

где p означает давление, ρ означает плотность, T означает температуру, а R означает удельную газовую постоянную. Однако термин «модель идеального газа» часто используется как комбинация уравнения состояния идеального газа (1) с конкретными дополнительными предположениями относительно изменения теплоемкости с температурой [7]. Раздел механики жидкости, изучающий течение сжимаемой жидкости, нарушающее уравнение состояния идеального газа (1), называется динамикой неидеальной сжимаемой жидкости (НИКГД); см., Обзорная статья посвящена в первую очередь экспериментальным методам, применяемым в этой области.

В принципе, всегда можно составить уравнение состояния

$$p = \rho ZRT \quad (2)$$

для произвольных жидкостей путем введения дополнительного коэффициента сжимаемости Z, который обычно является функцией двух независимых термодинамических переменных: давления p и температуры T или удельной энтропии s. Для идеального газа справедливо тождество Z = 1. Однако Z = 1 является необходимым, но не достаточным условием для того, чтобы жидкости демонстрировали неидеальное поведение сжимаемого потока. В разделе 2 различные виды газовой динамики будут объяснены более подробно. Для настоящей цели достаточно заметить, что явления неидеального течения сжимаемого газа, выходящие за рамки известной аэродинамики идеального газа, часто характеризуют реальные газы или пары.

Интерес к изучению динамики неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD) восходит к ранним теоретическим работам Дюгема [9], Беккера [10], Бете [11] и Зельдовича [12]. Позже, в 1971 году, Томпсон опубликовал основополагающую статью [13] о газовой динамике жидкостей, свойства которых не соответствуют закону идеального газа (1). Это исследование было вызвано фундаментальным академическим вопросом о возможности существования жидкостей, для которых может возникнуть неклассическая или инвертированная газовая динамика. Этот волнующий вопрос все еще открыт, и окончательный ответ пока дать невозможно. Независимо и с другой целью, в 1990-х годах аэродинамики начали пересматривать эффекты неидеального сжимаемого потока при испытаниях в аэродинамической трубе [14–16]. Их целью было добиться более высоких чисел Рейнольдса при испытаниях в аэродинамической трубе с использованием тяжелых газов, состоящих из сложных молекул. Было показано, что теория трансзвукового подобия лишь частично успешно преобразовала результаты по тяжелому газу в эквивалентные результаты по азоту или воздуху. Авиаконструкторы требовали последнего. Из-за неидеальной газовой динамики невозможно было получить надежные корректирующие схемы для прогнозирования взаимодействия ударных волн в пограничном слое для аналогичных течений идеального газа на основе измерений неидеального сжимаемого потока. В результате интерес авиаконструкторов к аэродинамике неидеальных газов уменьшился. Андерс и др. [16] объяснили несостоятельность трансзвуковой теории подобия в отношении взаимодействия ударной волны и пограничного слоя тем, что в основе трансзвуковой теории подобия лежит теория потенциального потока малых возмущений.

Таким образом, невязкое превращение не будет учитывать разницу в пограничных слоях для двух разных газов.

NICFD необходимы для понимания явлений, происходящих в промышленных процессах с органическими парами или тяжелыми газами [17] на более высоких уровнях скорости. Турбомашины, работающие частично в режиме NICFD, ожидаются в нефтегазовой отрасли [18]. Эффекты NICFD возникают в органическом цикле Ренкина (ORC) [2] и в энергосистемах со сверхкритическим диоксидом углерода (sCO2) [19] . Число численных исследований, посвященных эффектам NICFD, велико, но специальные описания соответствующих испытательных установок и экспериментальных работ относительно скудны [20]. Однако существует острая необходимость в проверке сложных моделей и схем вычислительной гидродинамики (CFD). За последние несколько лет был достигнут прогресс в области экспериментальных методов и их применения в исследованиях NICFD. Технические проблемы, связанные с проектированием и эксплуатацией испытательных установок для исследований NICFD, возможно, выше, чем в обычных аэродинамических трубах или испытательных стендах для воздуха. Из-за повышенных уровней давления и температуры, обычно необходимых для изучения эффектов NICFD, стандартные методы измерения расхода требуют существенных модификаций конструкции и обработки данных.

В данной статье представлен обзор существующих методов экспериментального исследования динамики неидеальной сжимаемой жидкости. Поскольку автор данной статьи работает в области энергетических систем ORC, в настоящем обзоре основное внимание уделяется экспериментальным методам, которые использовались и

Machine Translated by Google

рассматривается в исследовательском сообществе ORC. Этот вклад посвящен методам измерения потоков органических паров в турбомашинах энергосистем ORC.

2. Динамика неидеальной сжимаемой жидкости.

Прежде чем начать обзор экспериментальных испытательных установок и методов измерений , необходимо рассмотреть некоторые основы динамики неидеальных сжимаемых жидкостей . Необходимость исследования динамики неидеальной сжимаемой жидкости и ее различий со ссылкой на традиционные испытания паровых и газовых турбин требует глубоких знаний фундаментальных взаимосвязей термодинамики и механики жидкости. В этом контексте полезно различать термодинамически неидеальное поведение газа и неидеальные механические явления жидкости, которые имеют отношение к применениям в турбомашинах.

2.1. Термодинамическая классификация газовой динамики

В 1942 году Ландау ввёл безразмерный параметр

$$\frac{3B}{2a}\left(\frac{2n}{v^2}\right)_c$$

для оценки кривизны изэнтроп на p,v-диаграмме [21]. Кривизна изэнтроп представляет значительный интерес, поскольку для скачков разрежения необходима отрицательная кривизна [4]. В классической газовой динамике в силу второго закона термодинамики могут существовать только скачки уплотнения. Возможность наблюдения только скачков уплотнения напрямую связана с положительной кривизной изэнтроп участвующих газов. Позднее Хейс [22] обозначил параметр Ландау символом Γ и ввел множитель $\frac{1}{2}$. Следуя Томпсону [13], принято называть

$$v\Gamma = \frac{3}{2}\frac{1}{2a}\left(\frac{2n}{v^2}\right)_c = 1 + \frac{\rho}{a}\left(\frac{a}{\rho}\right)_c \quad (3)$$

«фундаментальная производная газовой динамики». В уравнении (3) a обозначает скорость звука, а v — удельный объем (v = 1/ρ). Используя общие термодинамические соотношения, можно получить и другие выражения для фундаментальной производной газовой динамики Γ [13]. В случае идеального газа, подчиняясь уравнению (1), фундаментальная производная Γ сводится к простому соотношению

$$1\,\Gamma = (\bar{\gamma} + 1)\,2 \quad (4)$$

где γ = cp/cv означает показатель изэнтропы идеального газа. Поскольку для идеального газа выполняется cp > cv , фундаментальная производная Γ больше, чем для идеального газа. Это справедливо в классической динамике сжимаемой жидкости с возрастающей скоростью звука и давлением при постоянной энтропии. Классическая динамика неидеальной сжимаемой жидкости имеет место при 0 < Γ < 1. Тогда скорость звука уменьшается с увеличением давления при постоянной энтро

Жидкость с таким свойством называется «плотным газом» или «плотным паром». В частном, но академическом случае, когда Γ = 1, скорость звука является постоянной. Плотные газы существуют в природе, и на рисунке 1 показан процесс изоэнтропического расширения, начинающийся в режиме плотного пара для МДМ. Ниже контурной линии Γ = 1 МДМ ведет себя как идеальный газ. Это называется режимом разбавленного газа. Однако область с Γ < 1 не является маленькой на диаграмме T,s MDM, и динамику неидеальной сжимаемой жидкости необходимо учитывать для типичных процессов расширения турбины [23].

Вопрос о существовании жидкостей с Γ < 0 остается открытым [24]. Вероятно, изучение гидродинамики жидкостей, подчиняющихся Γ < 0, будет скорее академической проблемой, чем практической инженерной задачей. Законы термодинамики в принципе допускают такой плотный пар, но до сих пор не обнаружено реальной рабочей жидкости, удовлетворяющей условию Γ < 0. Для приложений ORC актуален диапазон 0 < Γ < 1. Тем не менее, в веществе с Γ < 0 неклассическая динамика неидеальных сжимаемых жидкостей, такая как скачки разрежения

Machine Translated by Google

или вентиляторы сжатия. Неклассическую газовую динамику можно интерпретировать как обращение классической газовой динамики. Такие неклассические жидкости также называются жидкостями BZT. честь вкладов Бете, Зельдовича и Томпсона по предложению Крамера (см. [4], особенно стр. 91–145). Условие Γ < 0 соответствует скорости Звук уменьшается с давлением при постоянной энтропии.

В табл. 1 представлена классификация газовой динамики с термодинамической точки зрения. В сверхзвуковых турбинах, работающих на жидкости БЗТ, могли бы возникнуть более низкие ударные потери. чем для тех, кто работает с классическими жидкостями. Это интересное предсказание было впервые сделано в численное исследование [25] с учетом аэродинамических испытаний профилей в тяжелых газах.

Таблица 1. Классификация газовой динамики с термодинамической точки зрения (по схеме предложенный Томпсоном [13]).

Γ	Жидкость	вклад Бете, Зельдовича и Томпсона после предложения Классификация изменения скорости звука в газовой динамике	
Γ > 1	Идеальный газ	$\left(\partial a/\partial \rho\right)_s > 0$	классический
Γ = 1		$\left(\partial a/\partial \rho\right)_s = 0$	классический неидеальный
Γ < 1	Плотный газ	$\left(\partial a/\partial \rho\right)_s < 0$	классический неидеальный
Γ = 0		$\left(\partial a/\partial \rho\right)_s < 0$	неклассический неидеальный
Γ < 0	жидкости БЗТ	$\left(\partial a/\partial \rho\right)_s < 0$	неклассический неидеальный

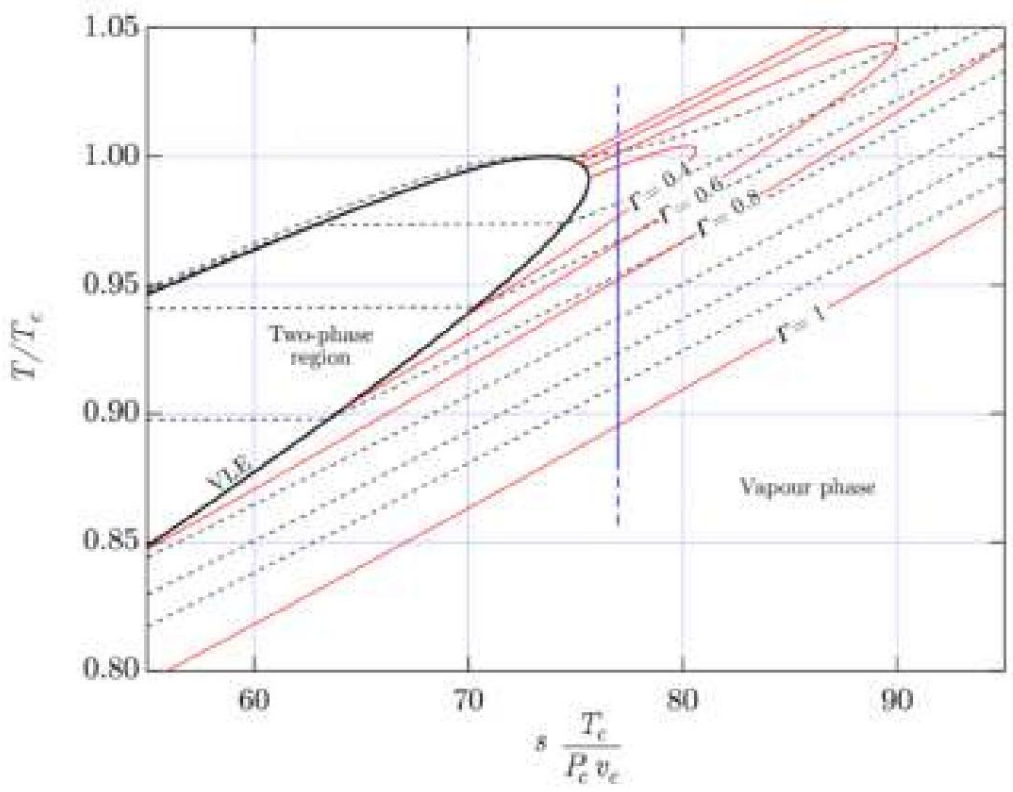


Рис. 1. Нормализованная диаграмма T,s для MDM (из [23]), рассчитанная по опорному уравнению государство [26]. Красные линии соответствуют состояниям с константой Γ. Черные пунктирные линии иллюстрируют поведение изобар. Потенциальный процесс изоэнтропического расширения показан синей линией (см. типичный процесс процессы расширения на некоторых испытательных стендах, описанные в разделе 3).

2.2. Классификация потоков турбомашин

Альтернативная классификация сжимаемых течений вытекает с точки зрения турбомашины и их аэродинамические испытания. Здесь можно вывести иерархию жидкостей. основанный на формальном анализе основных уравнений сжимаемых течений, введенных

(/) > 0
(/) = 0
(/) < 0
(/) < 0
(/) < 0

Machine Translated by Google

по Траупелю [27,28]. Поскольку эти важные работы, что несколько удивительно, недоступны на английском языке, более подробное обсуждение может быть полезным для некоторых читателей.

В основе течений турбомашин лежат уравнение неразрывности, уравнение Навье–Стокса и уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho + \nabla\cdot(\rho w) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{1}{\rho}(\nabla p + \nabla\cdot S) \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho h + \nabla\cdot(w\cdot h) - \frac{\partial p}{\partial t} - \nabla\cdot(w\cdot f) + \frac{1}{2}\nabla\cdot(\rho w^2) = \nabla\cdot(w\cdot S) + \Phi + \nabla\cdot(\lambda\nabla T) \quad (7)$$

Здесь w — вектор скорости, f — вектор объемной силы, S — тензор напряжений (функция скорости и вязкости), а Φ представляет собой вязкую диссипацию. Термодинамическими переменными являются плотность ρ, давление p, температура T и удельная э Коэффициентами переноса являются динамическая вязкость μ и теплопроводность λ.

В определенном диапазоне температур удельная энтальпия h идеального газа подчиняется закону простое соотношение, использующее теплоемкость при постоянном давлении ср. Вставив

$$p = \rho RT \text{ и } h = c_pT \quad (8)$$

в общие определяющие уравнения (5)–(7), уравнения течения идеального газа принимают вид

$$\frac{\partial}{\partial t}\frac{p}{T} + \nabla\cdot(pw) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{RT}{p}(\nabla p + \nabla\cdot S) \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}c_pT + (w\cdot\nabla)c_pT + \frac{1}{2}\nabla\cdot(w^2) = \nabla\cdot(w\cdot f) + \frac{RT}{p}\nabla\cdot(w\cdot S) + \Phi + \nabla\cdot(\lambda\nabla T) \quad (11)$$

Эта система уравнений управляет турбомашинами, работающими с идеальными газами. Относительно подобная формальная структура, как система уравнений (9)–(10), может быть получена для газа, подчиняющегося уравнению состояния

$$\gamma = \frac{\gamma ph}{\rho} = \frac{\gamma}{1}\rho RT\gamma \quad (12)$$

Это уравнение состояния является более общим, чем модель идеального газа, описываемая уравнением (8). Подставив уравнение (12) в систему уравнений (5)–(7), получим

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho + \nabla\cdot(\rho w) = 0 \text{ ч} \quad (13)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t}\frac{\gamma}{p} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{(\nabla p + \nabla\cdot S)}{\gamma} \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho h + \nabla\cdot(w\cdot h) - \frac{\partial p}{\partial t} - \nabla\cdot(w\cdot f) + \frac{1}{2}\text{час}\nabla\cdot(w^2) = \frac{\gamma - 1}{\gamma}\nabla\cdot(w\cdot S) + \Phi + \nabla\cdot(\lambda\nabla T)) \quad (15)$$

Приведенная выше система уравнений (13)–(15) имеет ту же формальную структуру, что и система (9)–(11), если температуру T в идеальном газе. Уравнения (9)–(11) заменить выражением ((γ 1)/γ)h/R и если ср заменить на γR/(γ 1). Единственным исключением является последний член теплопроводности ((λ T)) в уравнении (15). Это означает, что из этого подобия формально исключены явления теплопроводности . Однако эффекты теплопроводности обычно имеют лишь незначительное значение для некоторых применений турбомашин.

Machine Translated by Google

Основной вывод приведенного выше анализа заключается в том, что газы, определяемые уравнением (8), или уравнение (12) по существу эквивалентны для целей анализа потока турбомашины. Уравнение (12) гарантирует, что жидкость ведет себя как квазиидеальный газ. Для такой жидкости применяются традиционные испытания, и не ожидается значительной динамики неидеального газа. в потоках турбомашин. Траупель [27] показал, что уравнение (12) может выполняться только для газы, для которых (i) коэффициент сжимаемости Z является уникальной функцией энтропии s как одной переменной (т. е. Z = f(s)), и для которой (ii) существует постоянный показатель изэнтропы для отношения давление-объем (т.е. pvγ = константа). Для неидеальных газов номенклатура γpv также используется для показателя изэнтропы для отношений давления и объема, чтобы отличить его от отношение теплоемкостей γ = cp/cv [29]. Жидкость, подчиняющаяся уравнению (12), называется «идеальной жидкостью». пар» [28]. Пар является примером идеального пара для широкого диапазона термодинамических свойств. условия. Этот термодинамический факт объясняет, почему разработчики паровых турбин могут использовать данные от обычных аэродинамических труб, работающих с воздухом.

Для неидеальных газов, нарушающих уравнение (12), другая формальная структура следующие основные уравнения. Следовательно, с точки зрения потоков турбомашин и соответствующее тестирование, то классификация, указанная в Таблице 2 , является актуальной. Категория Таблица 2 также важна для размерного анализа [30]. В то время как газовые турбины, и, к в значительной степени потоки паровой турбины могут быть аэродинамически испытаны с использованием обычного ветра. туннели и измерительное оборудование, тестирование органических паров требует, как правило, специального усилия. Кроме того, схемы коррекции могут не применяться для сопоставления результатов, полученных для идеального газа до плотного газового режима органического пара. Следует отметить, что органический пар мог бы вести себя как идеальный газ, если бы процессы протекали в диапазоне, где коэффициент сжимаемости Z 1 (см. рисунок 1). Однако в термодинамическом диапазоне, где Z существенно отличается от единицы, вероятны явления неидеального сжимаемого течения. Со строгой теоретической точки зрения производные Z,

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial p}\right)_c \quad \text{и} \quad \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_c,$$

а не абсолютные значения Z имеют значение, поскольку ненулевые производные Z для s = константа отражает условие Z = f(s). Этот фундаментальный факт несколько затенен, потому что многие авторы обращают внимание только на абсолютное значение коэффициента сжимаемости Z. Они не рассматривайте подробно влияние термодинамических переменных на Z. Однако большинство жидкости характеризуются тем, что термодинамические области, где Z < 1, также являются области, где Z = f(s).

Таблица 2. Классификация механики жидкости (по Траупелю [27,28]).

З	Жидкость	Пример	Аэродинамические испытания
Я = 1	Идеальный газ	Воздух	обычные испытания в аэродинамической трубе
Z = f(s)	Идеальный пар	Пар	в основном конвенциональный (коррекция схемы применимы)
Z = f(s)	Неидеальный газ	Органические пары	схемы коррекции могут не применяться

2.3. Сходство и эксперименты с конфигурациями моделей

Анализ размерностей и концепция подобия весьма актуальны для планирования экспериментов [31]. В случае паровых и газовых турбин Дейц и Трояновский [32] В результате анализа размерностей резюмировали, что при испытаниях турбомашин необходимо учитывать пять фундаментальных чисел подобия (или критериев подобия): изотропный показатель степени γ, число Прандтля Pr, число Рейнольдса Re, число Маха Ma и коэффициент расхода φ. Эти пять фундаментальных чисел сходства являются прямым следствием справедливости фундаментальных уравнений (9)–(11) или (13)–(15), как обсуждалось в [30]. При этом в экспериментах наблюдается тот же уровень шероховатости и турбулентности, что и в должна быть предусмотрена оригинальная турбомашина.

Machine Translated by Google

В случае рабочего тела, нарушающего уравнение состояния (1) или (12), как и в случае с органическим паром, приведенные выше пять чисел подобия уже не составляют полный набор с точки зрения размерного анализа. Необходимо учитывать как минимум еще одно число подобия, описывающее неидеальность жидкости [30]. При реальных испытаниях в лабораторных экспериментах часто необходимо использовать ту же рабочую жидкость, что и в исходном двигателе, поскольку практически невозможно найти другие испытательные жидкости, демонстрирующие такое же термодинамическое поведение, как и рабочая жидкость в исходных условиях. Следовательно, для проведения экспериментов по NICFD требуются испытательные стенды, в которых используются точно те же рабочие жидкости, что и в оригинальных турбомашинах или энергетических системах. Это существенное отличие от однофазных аэродинамических испытаний паровых и газовых турбин, которые можно проводить в обычных аэродинамических трубах с воздухом в качестве рабочего тела.

3. Испытательные мощности

Далее будут рассматриваться только аэродинамические испытания, связанные с применением турбомашин . Поэтому из данного обзора исключены испытательные стенды для целых энергосистем ORC (см., например, [33–35]) . Также исключены традиционные испытательные стенды для ведущих теплообменников (выражение «паровой

«аэродинамическая труба» для испытательных стендов, работающих с орга

туннель» было бы сложнее), но это общепринятая терминология, работающая с парами. Недавно был опубликован

Обзор испытательных установок для исследования неидеальных сжимаемых течений [36]. Хороший обзор, включающий в себя также историю испытательных установок, представлен в [20].

3.1. Классификация.

Установки для аэродинамических испытаний динамики неидеального сжимаемого потока можно разделить на периодически и непрерывно работающие системы (см. рисунок 2). Использование «аэродинамической трубы» для испытательных установок, работающих с парами органических веществ, возможно, несколько вводит в заблуждение (яснее было бы выражение «паровая труба»), но это обычная терминология в аэродинамике [14–16].

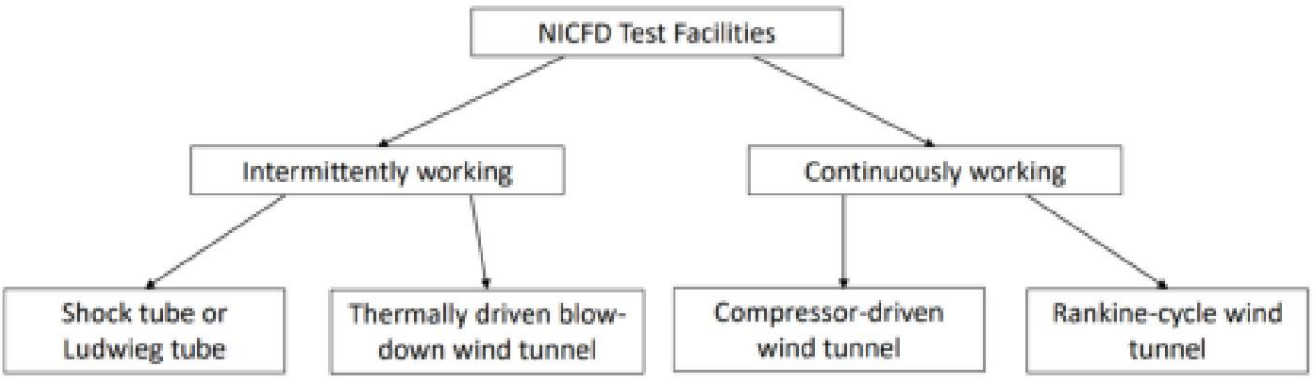


Рисунок 2. Классификация испытательных стендов для исследования динамики неидеальной сжимаемой жидкости.

Преимуществом периодически работающих жидкостей является их относительно низкое энергопотребление (но ценой значительного времени зарядки для каждого испытательного запуска). Для привода непрерывно работающей аэродинамической трубы для неидеальных жидкостей требуется значительная мощность , поскольку их плотность велика. Хотя скорость звука у них сравнительно невелика (порядка a = 100 м/с), даже умеренная объемная скорость потока приводит к большим массовым расходам и, следовательно, к большим затратам энергии. С другой стороны, непрерывно работающая аэродинамическая труба имеет то преимущество, что возможны длительные измерения или даже установившаяся работа, тогда как периодически работающие испытательные установки требуют быстрых методов измерения.

3.2. Ударные трубки или трубки Людвига

Ударная труба — устройство для исследования течений с большими числами Маха. Он состоит из трубки прямоугольного или круглого поперечного сечения, в которой газ низкого давления и газ высокого давления разделены с помощью диафрагмы той или иной формы. Подробности можно найти в

Machine Translated by Google

классические тексты [37–39]. Диафрагма разрывается при заранее определенных условиях, создавая волну, которая распространяется через секцию низкого давления. Наблюдения можно проводить в течении за падающим фронтом или в отраженной волне.

Трубка Людвига — дешевое и эффективное устройство для создания сверхзвукового потока. Это простая установка для продувки, которая работает как ударная труба. Большой вакуумированный сливной бак отделен от выходного конца сужающегося-расширяющегося сопла диафрагмой. Входной конец сопла соединен с длинной трубкой, площадь поперечного сечения которой больше площади горловины сопла. Начальное давление в трубке высокое. При разрыве диафрагмы ударная волна распространяется в область низкого давления , т. е. в отстойник. Волна расширения распространяется в область высокого давления, т. е. в трубку с соплом. По мере того как нестационарное расширение распространяется по длинной трубке, оно создает устойчивый дозвуковой поток к соплу, который ускоряется сужающимся -расширяющимся соплом до состояния сверхзвукового потока. Поток остается постоянным до тех пор, пока расширение после отражения снова не достигнет сопла.

На рис . 3 представлена схема трубки Людвига, использованной для исследований NICFD, а более подробно показан рабочий участок для испытаний потока через годовой каскад турбин [40]. Эта испытательная установка также использовалась для исследования течения на задней кромке органического пара с высоким числом Маха [41].

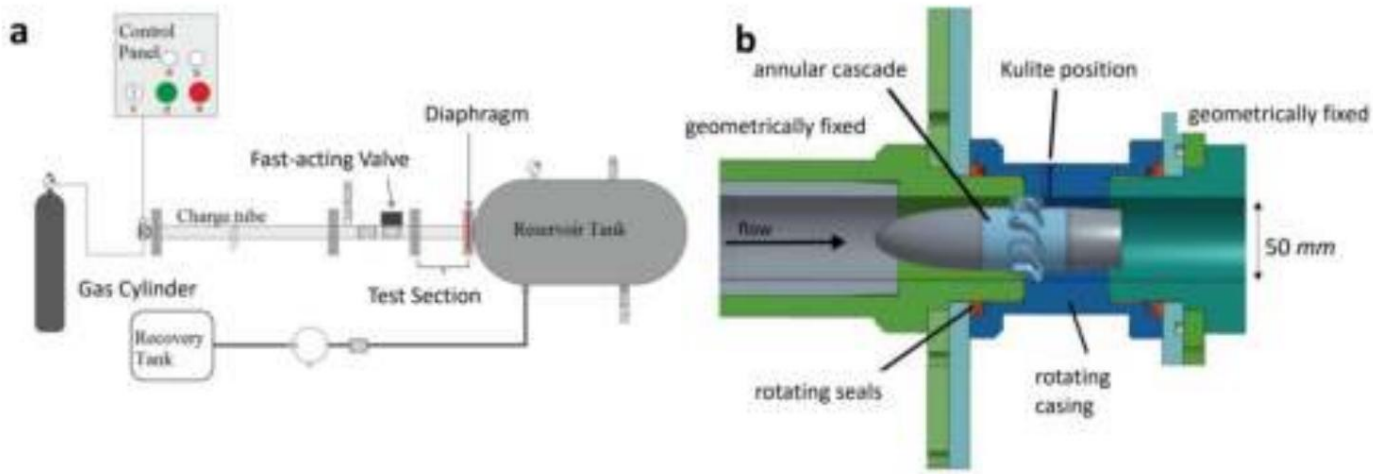


Рис. 3. Стенд Людвига для исследования динамики неидеальной сжимаемой жидкости: (а) схематическая схема трубки; (б) детали испытательного участка, посвященного испытаниям кольцевого каскада. Фотографии были взяты с веб-страницы лаборатории Уиттла, Кембридж: https://whittle.eng.cam.ac.uk/лаборатория/объекты/orc-ludwieg-tube/ (дата обращения 15 декабря 2022 г.).

Исторически первое использование ударной трубы для исследования явлений неидеального течения сжимаемой жидкости восходит к Фергасону и Аггроу [42]. В 2001 году они попытались продемонстрировать существование ударных волн разрежения в PP10. Эксперименты не увенчались успехом из-за термического разложения рабочего тела. Дальнейшие технические проблемы в конечном итоге привели к выводу из эксплуатации установки ударных труб. Несколько лет спустя, в 2008 году, группа П. Колонны завершила испытательный стенд FAST (Flexible Asymmetric Shock Tube) в Делфтском техническом университете [43]. Рабочее тело этой длинной трубки (около 10 м) — Д6. Волны расширения были измерены, но неклассическая газовая динамика не наб Проблемы с проведением таких экспериментов были существенными, и после переезда FAST в другое здание были проведены дальнейшие эксперименты [44]. Новая попытка доказать неклассическую газовую динамику была недавно опубликована в [45].

В этом контексте следует упомянуть также эксперименты [46,47], посвященные скачкам разжижения . Термин «удар ожижения» был введен для отличия его от конденсации пара в расширяющемся потоке, т. е. конденсационного скачка. При скачке разжижения конденсация происходит за счет сжатия. Хотя такое явление имеет

Machine Translated by Google

не наблюдалось для простых паров, таких как пар или углекислый газ, в органических парах, состоящих из сложных молекул, может возникнуть такое явление NICFD.

3.3. Продувочные аэродинамические трубы

В 1960-х годах Дафф [48] , вероятно, был первым, кто провел эксперименты по расширению CO2 , используя сопло Лаваля в Лаборатории газовых турбин Массачусетского технологического института, в котором использовалась продувочная аэродинамическая труба. Форсунка питалась от блока из девяти 50-фунтовых цилиндров, что позволяло продолжительность испытания около одной минуты. Цель работы заключалась в том, чтобы лучше понять процесс конденсации различных потоков органических паров в трансзвуковых и сверхзвуковых условиях, чтобы предоставить необходимую информацию для оптимального применения турбин и энергетических циклов в космосе. Несколько лет спустя в том же институте была использована продувочная установка для исследования явлений сверхкритического течения CO2 в испытательной части сопла [49].

Новая продувочная аэродинамическая труба под названием TROVA (испытательная установка для органических паров) была спроектирована в 2010 году и установлена в лаборатории CREA Миланского политехнического университета для изучения потоков плотных органических паров, расширяющихся при температурах и давлениях до 400°C. С и 50 бар [50,51]. Первые экспериментальные результаты были представлены в 2015 году на 3-м международном семинаре по энергетическим системам ORC [52] и в 2016 году на 1-м международном семинаре по динамике неидеальной сжимаемой жидкости для двигательных установок и энергетики [53]. На рисунке 4 показана схема TROVA. Потребляемой мощности около 30 кВтч достаточно для испарения органических паров в сосуде высокого давления (см. левую часть рисунка 4). Затем проводят эксперимент по потоку путем открытия регулирующего клапана.
На испытательном участке можно достичь времени измерения около 100 с [54]. Типичная площадь горловины испытательной секции составляет порядка 50 см2 . Расширенный пар поступает в конденсатор как сосуд низкого давления (см. правую часть рисунка 4). После конденсации рабочую жидкость можно закачать обратно в сосуд высокого давления и повторить продувку . Время подготовки к эксперименту составляет около нескольких часов. TROVA оснащена приборами для регистрации давления и температуры на соответствующих станциях по всему объекту, а также могут применяться шлирен-оптические исследования или лазерно-оптические методы измерений (см. Раздел 5).

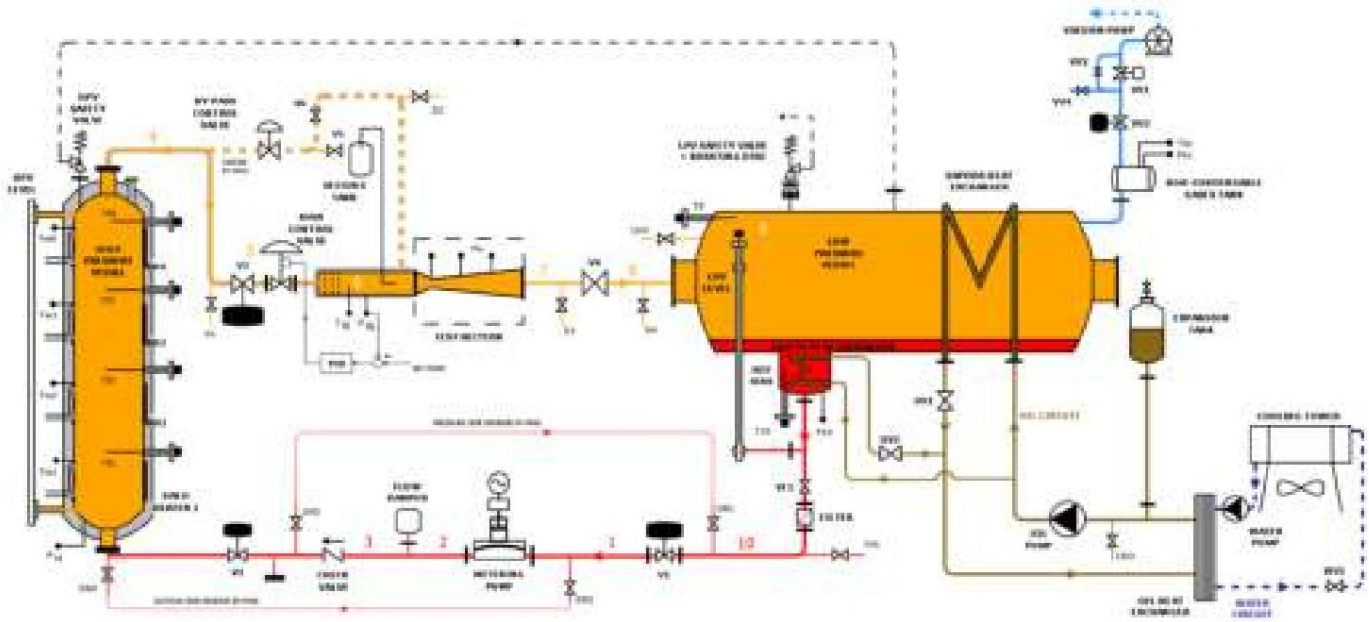


Рис. 4. Схема продувочной аэродинамической установки TROVA [52].

В тот же период продувочная конфигурация с относительно небольшим размером испытательной секции была спроектирована и введена в эксплуатацию группой Рикардо Ф. Мартинеса-Ботаса в Имперском «Проектировании и прогнозировании производительности осевого колледжа» [55]. В качестве основной продувочной емкости был выбран баллон объемом 3,785 л. Регулирующие клапаны были размещены по обе стороны от испытательной секции, что позволяло регулировать соотношен

размерные каскады» с использованием компрессора

Machine Translated by Google

фиксируется по всей измерительной секции. В качестве рабочей жидкости выбран R1233zd (транс-1- хлор-3,3,3-трифторпропен), установка рассчитана на условия стагнационных испытаний сопел до 20 бар и 138 C, с массовым расходом 0,3 кг. /с. Рабочая часть представляла собой сужающееся-расширяющееся сопло, обеспечивающее расширение на выходе со скоростью 2 Маха.

Целью установки было облегчить проверку программного обеспечения CFD для моделирования весьма неидеальных потоков. Таким образом, сравнительно небольшой размер рабочего участка (высота горловины сопла составляла около 2 мм) не был слишком критичным. Первые результаты были опубликованы в [56].

3.4. Аэродинамические трубы с компрессорным

приводом . Согласно Диксону и Холлу [57], «проектирование и прогнозирование производительности компрессоров и турбин с осевым потоком основывалось, в основном, на измерениях проточных двумерных каскадов» с использованием компрессорно-приводимых аэродинамических труб. аэродинамические трубы. Ссылки [58,59] упоминались среди нескольких доступных обзоров таких традиционных каскадных аэродинамических труб. Для испытания аэродинамики лопастей органических паров естественным испытательным стендом можно считать аэродинамическую трубу с замкнутым контуром, приводимую в движение компрессором . Однако значительное энергопотребление такой концепции для достижения высокоскоростных потоков является недостатком. Кроме того, необходимо тщательно обращаться с уплотнениями компрессора, чтобы избежать серьезных утечек. Все устройство должно быть сконструировано как сосуд под давлением, чтобы можно было проводить испытания при повышенном давлении и температуре. Однако большим преимуществом такой непрерывно работающей аэродинамической трубы является длительное время измерения.

Первое поколение аэродинамических труб с замкнутым контуром, работающих с неидеальными газами в условиях высокоскоростного потока, началось в 1991 году. В вычислительном исследовании [14] Андерсон рассмотрел трансзвуковые профили в гексафториде серы (SF6) и обнаружил, что масштабирование трансзвукового подобия может помочь использоваться для соотнесения результатов для SF6 с эквивалентными результатами для воздуха для преимущественно невязких потоков. Затем НАСА начало программу по преобразованию трансзвуковой аэродинамической трубы в работу с элегазом, чтобы обеспечить некоторое экспериментальное подтверждение результатов Андерсона. Схема этой аэродинамической трубы показана на рисунке 5. Испытательной установкой, использованной для текущего исследования, была 0,3-метровая трансзвуковая криогенная туннель в Исследовательском центре Лэнгли [16]. Аэродинамическая труба эксплуатировалась при давлении до 6 бар и температуре от На испытательном участке были достигнуты числа Маха от 0,15 до 1,0. Модификации , необходимые для работы с элегазом, включали установку регенерации газа для загрузки и регенерации тестового газа, установку газоанализа для мониторинга состава газа в режиме реального времени, систему оповещения о загазовании для безопасности персонала и специально разработанный теплообменник. Эксперименты показали, что теория трансзвукового подобия лишь частично преуспела в преобразовании результатов по тяжелому газу в эквивалентные результаты по азоту (воздуху). После этой испытательной кампании испытательный стенд был выведен из эксплуатации.

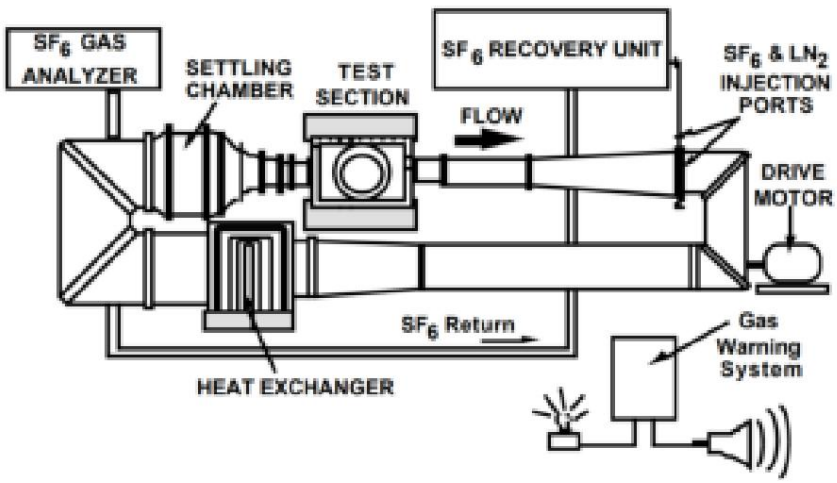


Рис. 5. Схема испытательной установки НАСА в трансзвуковой аэродинамической трубе SF6 (из [16]).

Machine Translated by Google

Новая попытка создать трансзвуковую аэродинамическую трубу для органических паров была опубликована в 2015 году Ф. Рейнкером и др. [60]. Эта паровая туннель ORC для непрерывной работы, получившая название CLOWT (аэродинамическая труба с закрытым контуром для органических паров), показана на рисунке 6. Подробную информацию о ее конструкции и особенностях работы можно найти в [61–63]. Приложение для измерения профиля каскада линейных трансзвуковых турбин описано в [64]. По соображениям безопасности CLOWT работает с нетоксичным органическим паром Novec 649 от 3M. Из-за ограниченной мощности компрессора (около 65 кВт) можно использовать только высокие дозвуковые и трансзвуковы установлено в тестовом разделе. Минимальное значение фундаментальной производной Γ равно около 0,8.

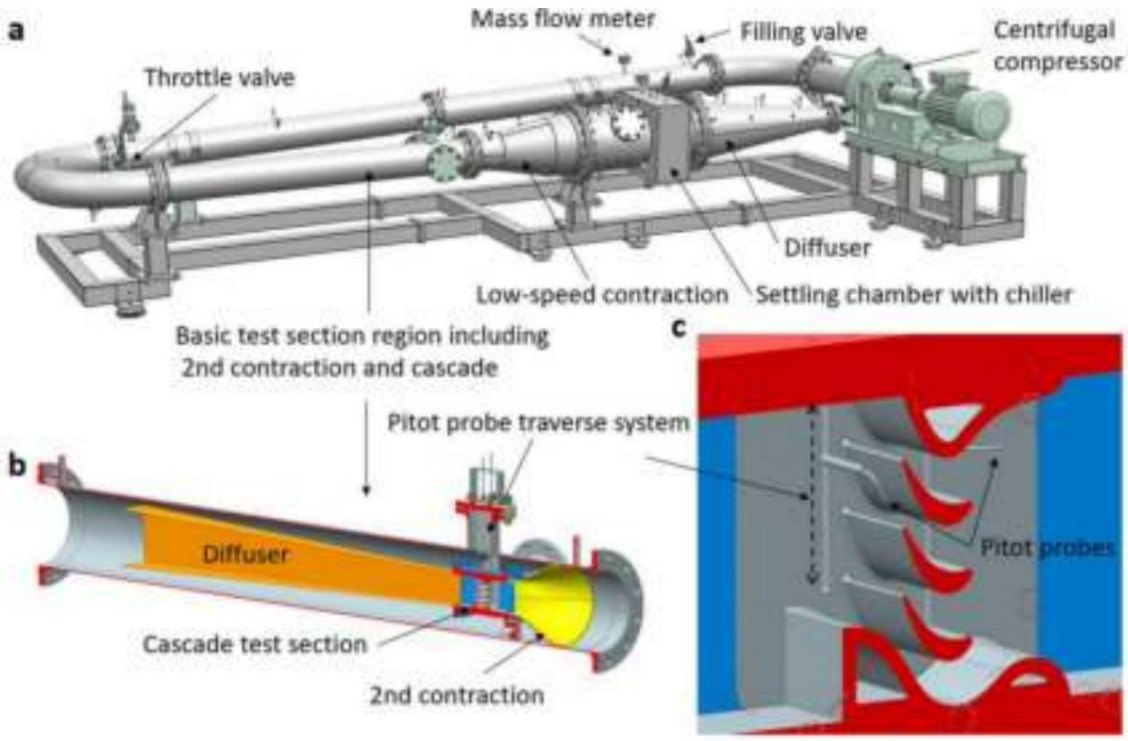


Рис. 6. Испытательная установка CLOWT (из [64]): аэродинамическая труба (а), труба первичной рабочей секции (б) и детали каскада (в).

Также Уайт и Сайма [65] представили предварительный проект сверхзвуковой испытательной установки с замкнутым контуром, использующей винтовой компрессор. Целью установки было предоставление экспериментальных данных о потоках на небольшом испытательном участке в тех же условиях, что и в турбинах ORC. Изначально была выбрана рабочая жидкость R1233zd, которую поменяли на R245f Установка рассчитана на условия испытаний до 20 бар и 125 C, с массовым расходом 1 кг/с. На момент написания данного обзора не было опубликовано никаких экспериментальных результатов для этой сверхзвуковой аэродинамической трубы с приводом от компрессора, хотя установка была полностью испытана под давлением.

3.5. Аэродинамические трубы цикла Ренкина

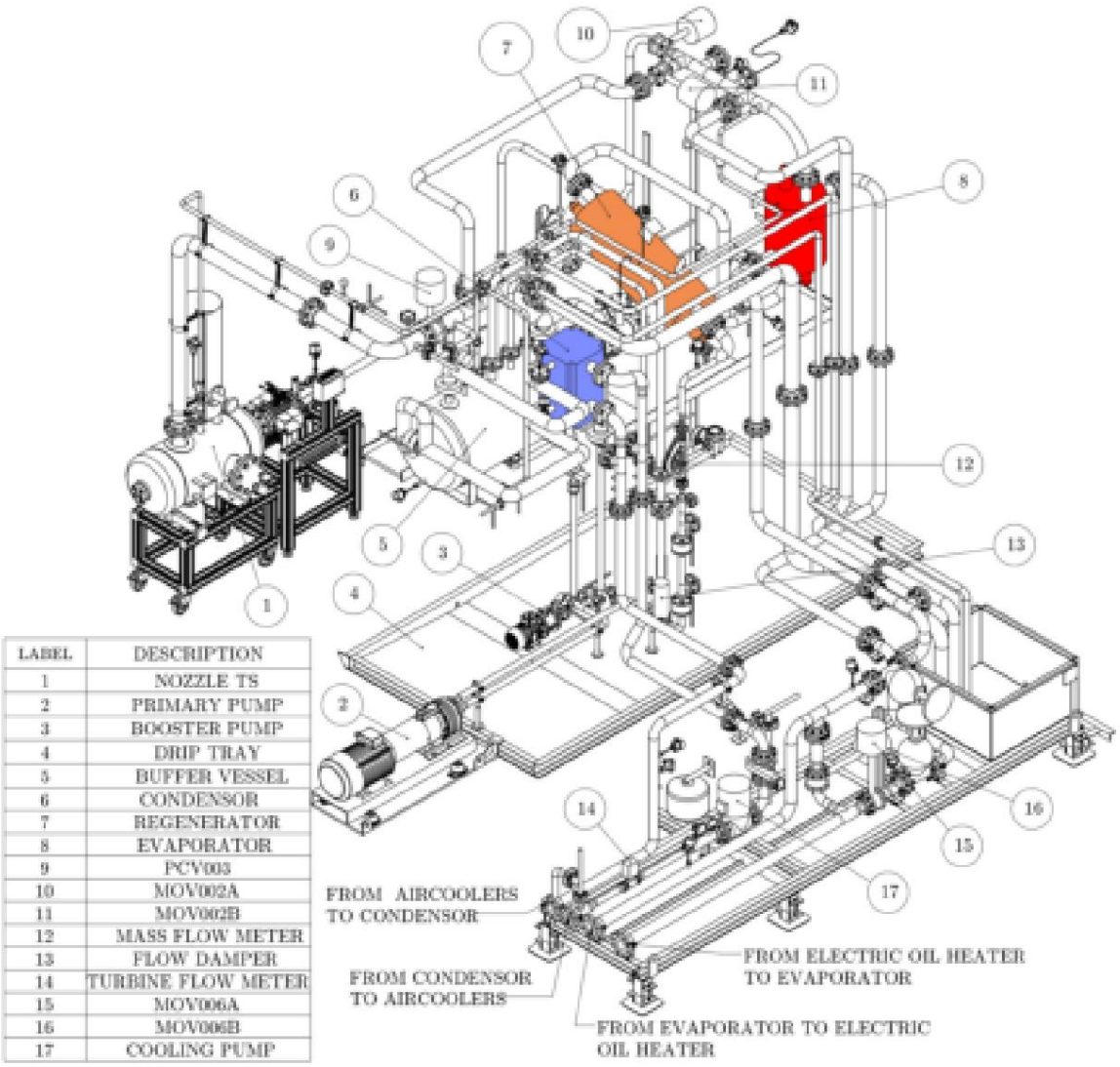
Еще одним подходом, обеспечивающим непрерывный поток пара через испытательную секцию при повышенных уровнях давления и температуры, являются аэродинамические трубы с циклом Ренкина. Здесь рабочая жидкость следует циклу Ренкина с испарителем, испытательной секцией (в качестве компонента, снижающего или расширяющего давление), конденсатором и насосом. Этот закрытый принцип работы можно интерпретировать как вырожденный цикл Ренкина, и для такого типа испытательной установки можно рекомендовать использование выражения «паровой туннель». Замена испытательного участка турбиной или другим детандером превращает такую установку в испытательный стенд эн Для уменьшения мощности нагрева можно включить дополнительный теплообменник в качестве регенератора. Однако даже в этом случае удельная тепловая мощность, необходимая для

Machine Translated by Google

эксплуатация объекта является существенной. Большим преимуществом такого подхода является то, что высокие уровни числа Маха могут быть достигнуты за счет преимуществ установившегося режима работы.

Паровой туннель с циклом Ренкина использовался в раннем исследовании потока в сопле [66], проведенном Bier et al. для исследования эффектов реального газа для R22 и других жидкостей. В этом эксперименте в качестве испытательной секции использовалось небольшое сопло Лаваля с центральным датчиком статического давления. Размеры горловины составляли порядка нескольких мм. Хотя испытательный участок был небольшим, можно было получить соответствующие данные и сравнить их с численными прогнозами течения неидеальных газов через сопло.

Гибридный высокотемпературный паровой туннель ORC и испытательный стенд для детандера были недавно введены в эксплуатацию в лаборатории аэрокосмических силовых установок и энергетики Делфтского технологического университета [20,67]. Испытательная установка ORCHID (гибридное интегрированное устройство с органическим циклом Ренкина) показана на рисунке 7. Она была задумана для фундаментальных исследований потоков NICFD и для тестирования компонентов ORC, например, турбин ORC и теплообменников. ORCHID позволяет при потребляемой тепловой мощности 400 кВт/ч достигать максимальной температуры и давления до 400 C и 25 бар на входе в испытательные секции. Он был разработан с учетом возможности использования множества различных рабочих жидкостей. MM (гексаметилдисилоксан) был выбран для первых экспериментальных кампаний, соответствующие результаты были опубликованы в 2021 г. [68].



LABEL	DESCRIPTION
1	NOZZLE TS
2	PRIMARY PUMP
3	BOOSTER PUMP
4	DRIP TRAY
5	BUFFER VESSEL
6	CONDENSOR
7	REGENERATOR
8	EVAPORATOR
9	PCV003
10	MOV002A
11	MOV002B
12	MASS FLOW METER
13	FLOW DAMPER
14	TURBINE FLOW METER
15	MOV006A
16	MOV006B
17	COOLING PUMP

Рисунок 7. Испытательная установка ORCHID с паровым туннелем цикла Ренкина [20].

Machine Translated by Google

3.6. Текущее состояние испытательных полигонов НИКФД

В настоящее время используются все типы испытательного оборудования, показанные на рисунке 2 , и их дополнительное использование позволяет получить ценную информацию о динамике неидеальных сжимаемых жидкостей для широкого диапазона термодинамических условий. На момент написания этого обзора в эксплуатации находились несколько различных испытательных установок NICFD, описанных выше [36,69]. Подводя итог, перечень их основных параметров представлен в таблице 3.

Таблица 3. Имеющиеся в настоящее время испытательные стенды НИКФД (данные получены на семинаре, организованном М. Уайт, Городской университет Лондона [69]).

Испытательный Центр	учреждение	Тип и Режим работы	Измерение Время	Работающий Жидкости	Давление	Температура	Мах Число	Минимум Z/Г	Тестовый раздел
ТРОВА	Милан, IT	Продувочная аэродинамическая труба	от 10 до 100 с	Силоксаны, хладагенты, углеводороды	До 50 бар До 400	С До Ма = 3		Z = 0,3/ Г < 1	50 мм × 100 мм
ОРХИДЕЯ	ТУ Делфт, Нидерланды	Аэродинамическая труба Рэнкина (непрерывная)	Много времени	Силоксаны, хладагенты, углеводороды	До 25 бар До 380	С До Ма = 3		Z = 0,3/ Г < 1	Ограничено по тепловой мощности (400 кВт)
КЛОУТ	ФХ Мюнстер, DE	Закрытая аэродинамическая труба (непрерывно)	Много времени	Новек 649, воздух	До 10 бар До 150	С	До Ма = 1,3	Z = 0,7/ Г = 0,8	50 мм × 100 мм или диаметр 42 (струя)
Кембридж Реальный газовый ветер Туннель	Уиттл, Великобритания	трубка Людвига	10–100 мс	R134a, SF6, CO2, Воздух, N2, Аргон	До 45 бар	15–150 С	До Ма = 2,5	Z = 0,6/ Г < 0,9	Диаметр трубки 50 мм
ICLTRANSIENT	Империал, Великобритания	Продувочная аэродинамическая труба	Короткое время	Хладагенты до 30 бар		70 С (номинальная)	До Ма = 2,2	Z = 0,5/ Г = 1,05	высота горла 2 мм

4. Методы пневматических измерений

Методы экспериментального исследования динамики неидеальной жидкости были основаны на доступных методах экспериментальной механики жидкости. Общий обзор этих хорошо зарекомендовавших себя методов читатель может найти в [70–75]. Краткое описание измерений в сжимаемых потоках идеальных газов также включено в [76,77]. В этом и последующих разделах основное внимание уделяется специальным модификациям, необходимым для применения некоторых из этих методов к аэродинамическим исследованиям органических паров при повышенных уровнях давления и температуры. В этом обзорном документе в основном рассматриваются методы, которые уже используются или находятся на стадии, когда в литературе сообщалось о ценных результатах. В разделе 4 обсуждаются методы пневматических измерений (т.е. измерения давления). Методы оптических измерений (т.е. шлирен-изображения и лазерно-оптические методы, включая PIV и LDV) рассматриваются в разделе 5. Анемометрия с помощью горячей проволоки является предметом раздела 6.

4.1. Проблемы конденсации в органических парах

Измерение статического и полного давления имеет основополагающее значение для количественной оценки явлений течения сжимаемой жидкости. Кроме того, пневматические измерения являются ключом к определению потерь в каскадах турбин [32,57].

Обычный метод получения статического давления потока вдоль стены состоит в том, чтобы просверлить небольшое отверстие, перпендикулярное поверхности стены, и подключить это отверстие к датчику давления или манометру. Зонды статического давления с круглым или коническим носом также являются стандартными для дозвуковых и сверхзвуковых потоков [77]. Полное или застойное давление измеряется с помощью трубки Пито, изобретенной Анри Пито в 1732 году [78]. В трубке Пито поток изоэнтропически останавливается на кончике инструмента, где расположено небольшое отверстие. Отверстие соединяется с датчиком давления или манометром посредством магистрали. В дополнение к этим двум основным зондам используются такие комбинации, как статическая трубка Пито (также известная как зонд Прандтля) или зонды с несколькими отверстиями, такие как зонд с пятью отверстиями.

В случае неконденсирующегося воздуха измерение давления несложно, но в случае органических паров, когда в зондах или соединительных линиях может возникнуть конденсация, требуется особая осторожность. Конденсация пара внутри напорных линий, трубок,

Machine Translated by Google

или даже в зонде, может привести к образованию несжимаемой пробки, которая эффективно отделяет преобразователь от места измерения. Эта проблема называется закупоркой или засорением, и она часто встречается при измерениях многофазного потока (например, потоков воздуха с содержанием капель) или (влажного) пара [79].

В принципе, для измерения давления в потоке органических паров при повышенной температуре можно использовать три различных подхода: (i)

использование полностью нагретых зондов, линий и устройств измерения давления во избежание любой конденсации;

(ii) Использование датчиков давления в сочетании с линиями, дополненными жидкостными ловушками и продувочными устройствами, для удаления конденсата или жидкости между датчиками и (охлаждаемыми)

измерительными устройствами; (iii) Использование датчиков и линий, помещенных в горячую среду испытательного стенда, при учете конденсации как систематической ошибки.

Первый подход требует использования измерительных приборов, работоспособных при более высоких температурах. Хотя такой (механический) манометр может быть доступен, его точность или разрешение обычно слишком низки для точных аэродинамических измерений. В последующем обсуждении будет показано, что для потоков органических паров до сих пор использовались только вторая и третья концепции.

Традиционный подход заключается в продувке линий, где может возникнуть конденсация (т.е. метод (ii)). Мурти и др. [80] предложили механизм продувки, в дополнение к дренажу, чтобы держать датчики и их порты сухими для измерения расхода в потоках воздуха, насыщенных каплями. Подход к продувке каскадов компрессоров, подвергающихся сильному запотеванию, был недавно опубликован в [81], который включает обсуждение влияния постоянно приложенного продувочного давления на калибровочную кривую и интерпретацию данных давления. Продувка азотом (N2) широко распространена в потоках воздуха, насыщенных каплями, но также используется и в потоках пара. На рис. 8 подробно описан метод измерения давления, включающий продувку, реализованную на испытательном стенде ORCHID. На рис. 8a показано оборудование испытательного участка форсунок отводами статического давления и их линиями. Линии связаны с датчиками давления через устройство Scanivalve, которое включает в себя уловители жидкости (см. Рисунок 8b) и дополнительный резервуар, заполненный продувочным газом (N2). Конденсат можно наблюдать в жидкостных ловушках, оснащенных оптическим доступом (см. Рисунок 8в), и можно начать процесс продувки. Влияние продувки на сигналы измерения показано на рисунке 9. На рисунке 9a можно наблюдать значительные пики , которые указывают на продувочный удар. На рис . 9b представлена шлирен-снимок испытательной части сопла во время продувки.

Пневматическая система измерения давления в переходных потоках неидеальных паров, подверженных линейной конденсации, для продувочной аэродинамической трубы TROVA была представлена в 2021 году Конти и др. [82] (см. рисунок 10). Прямоугольные прямоугольники на рисунке 10 представляют собой датчики давления. Промывочная жидкость – N2. Более подробную информацию о системе измерения давления, включая датчики Пито, можно найти в [83,84]. Центральная концепция по существу основана на двух линиях: одна выходит из камеры сгорания для определения общего давления в аэродинамической трубе, а другая соединена с отводом зонда, измеряющим общее давление в месте расположения испытательной секции. Обе линии напрямую подключены к резервуару для хранения азота. Клапаны с электроприводом открывались при запуске испытания для промывки трубопроводов азотом под давлением, немного превышающим ожидаемый максимальный уровень во время испытания, и закрывались сразу после достижения пика давления в испытательной секции во время экспе

Эта процедура гарантирует, что во время испытания каждая линия содержит только азот и что пары ММ не попадают в линию. Следовательно, никакой конденсации в заполненных азотом линиях произойти не может. В ходе испытания азот выходит из линии через статический отвод в испытательную секцию, поскольку давление в линии находится в равновесии с уменьшающимся давлением в испытательной секции. На рисунке 10 также показаны датчики перепада давления, используемые для получения статического и полного давления в различных местах аэродинамической трубы.

Machine Translated by Google

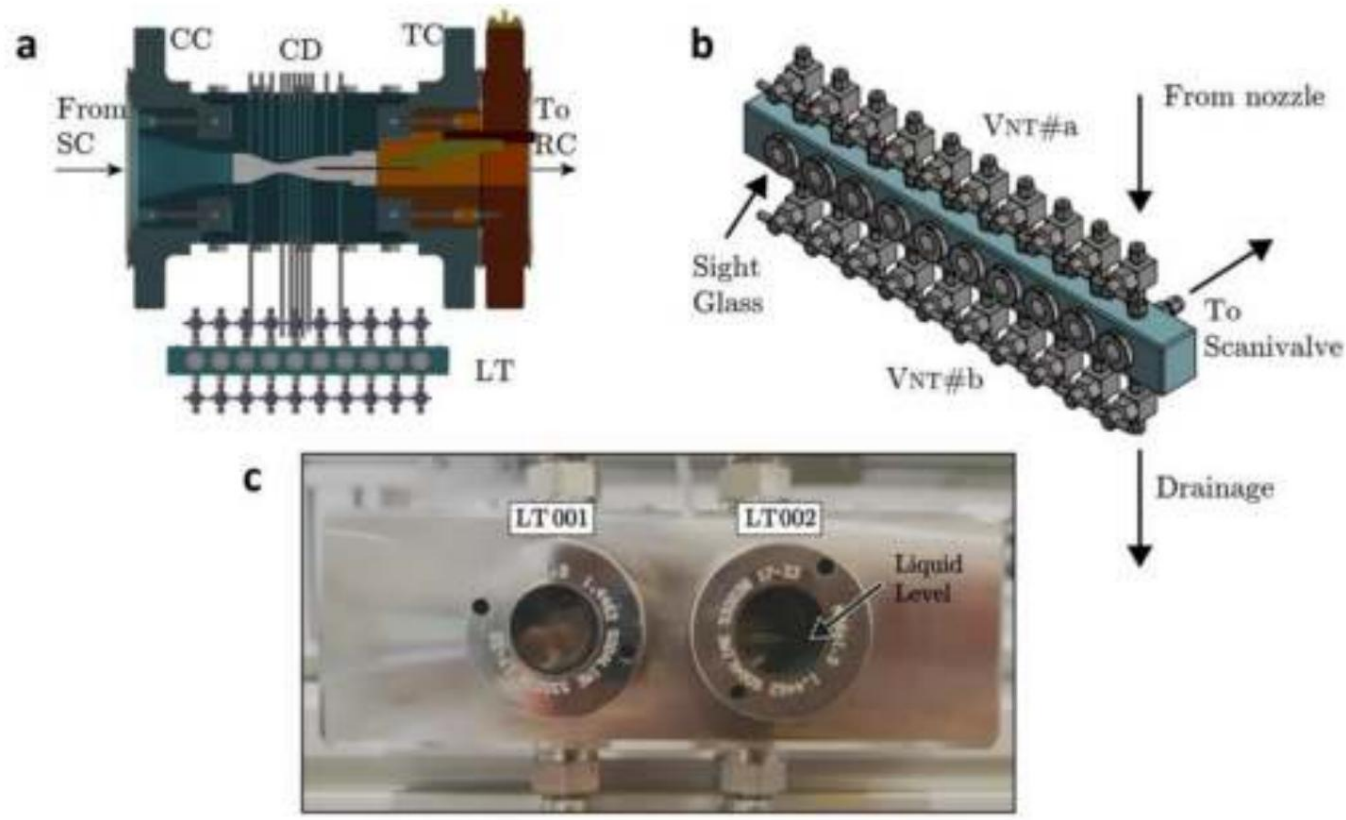


Рис. 8. Система измерения давления с уловителями жидкости и продувкой, реализованная в ORCHID (из [20]): (а) поперечное сечение корпуса сопла (SC: отстойная камера; CC: канал сжатия; CD: сужающееся-расширяющееся сопло: MSC : отсек поддержки модели; PT: краны давления; LT: ловушки для жидкости; RC: ресивер); (б) сборка ловушек для жидкости (клапан VNT#a изолирует процесс от Scanivalve, клапан VNT#b позволяет жидкости стекать во время работы); (c) обнаружение конденсата в ловушке для жидкости, указывающее на необходимость продувки.

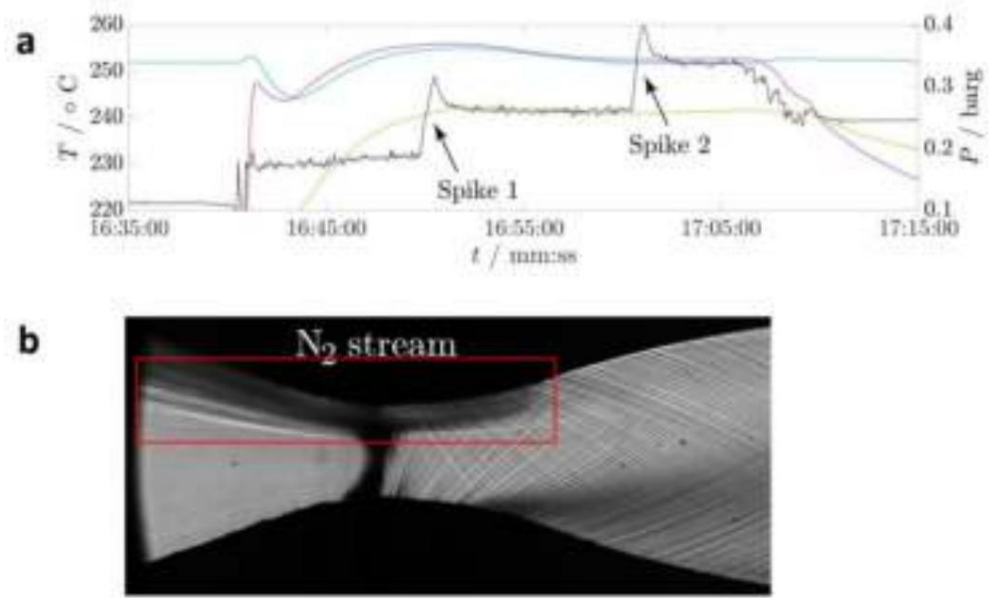


Рис. 9. Влияние продувки на измерения расхода в форсунках: (а) два пика сигнала давления из- за продувки жидкостных ловушек путем впрыска азота в линии; (б) шлирен-изображение, показывающее поток N2 , конвектируемый через сопло (из [20]).

Machine Translated by Google

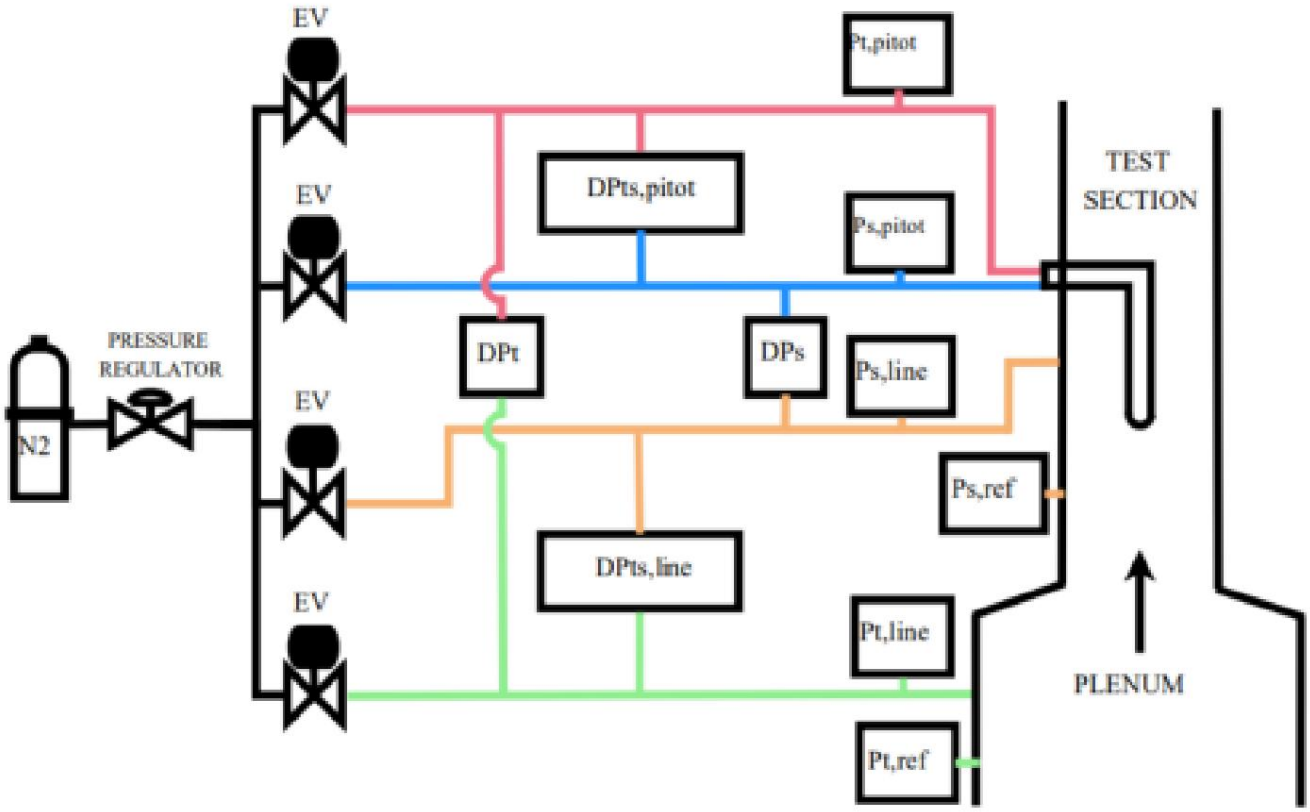


Рис. 10. Схема продувочных пневмолиний для испытаний трубки Пито в дозвуковых потоках силоксана ММ
Рис. 10. Схема продувочных пневмолиний для испытаний трубки Пито в дозвуковых потоках силоксана ММ
в продувочной аэродинамической трубе TROVA (из [82]).

Хотя добавление азота в рабочую жидкость не является серьезной проблемой в испытательных стендах, использующих испарители и конденсаторы (поскольку неконденсирующийся газ N2 может быть отделен от парового конденсата), в случае непрерывного действия следует выбрать другую стратегию. Использование аэродинамических труб с замкнутым контуром для паров органических веществ во избежание значительного загрязнения рабочей жидкости. Следовательно, для решения проблемы конденсации был выбран альтернативный подход для аэродинамической трубы CLOWT с замкнутым контуром с приводом от компрессора . Метод, использованный Reinker et al. [85] в 2020 году и использованный в других исследованиях, например, [64,86], заключался в размещении клапанов и напорных линий в обогреваемой зоне аэродинамической трубы, где не может происходить конденсация (см. Рисунок 11). Используя систему клапанов, управляемую поворотным механизмом (переключателем), двадцать датчиков давления или датчиков можно подключить к внешнему датчику при комнатной температуре (рис. 11a). Этот преобразователь был термически изолирован от горячих линий с помощью изогнутой металлической трубки. Комнатная температура лабораторного зала охладила внешнюю трубку до комнатной температуры на том конце, к которому был подключен датчик. Следовательно, органический пар, остающийся в напорной линии, конденсируется и заполняет ловушку для жидкости до уровня, на котором жидкость может течь обратно под действием силы тяжести. На термографии положение жидкости можно увидеть как холодную область (рис. 11б). Поверхностное натяжение рабочей жидкости Novec 649 относительно низкое, и в достаточно больших трубках не может возникнуть сильного закупоривания. Поскольку давление насыщения Novec 649 при комнатной температуре низкое (Tsat = 49 °C при p = 1 бар), давление в рабочей части прижимает жидкость к преобразователю. В качестве систематической ошибки измерения возникает гидростатическое давление в ловушке для жидкости, если точное положение уровня жидкости неизвестно. Это систематическое давление можно минимизировать, спроектировав ловушки небольшой высоты. Измерения внешней температуры вдоль ловушки позволяют дополнительно оценить высоту столба жидкости в устройстве (см. рисунок 11б).

Machine Translated by Google

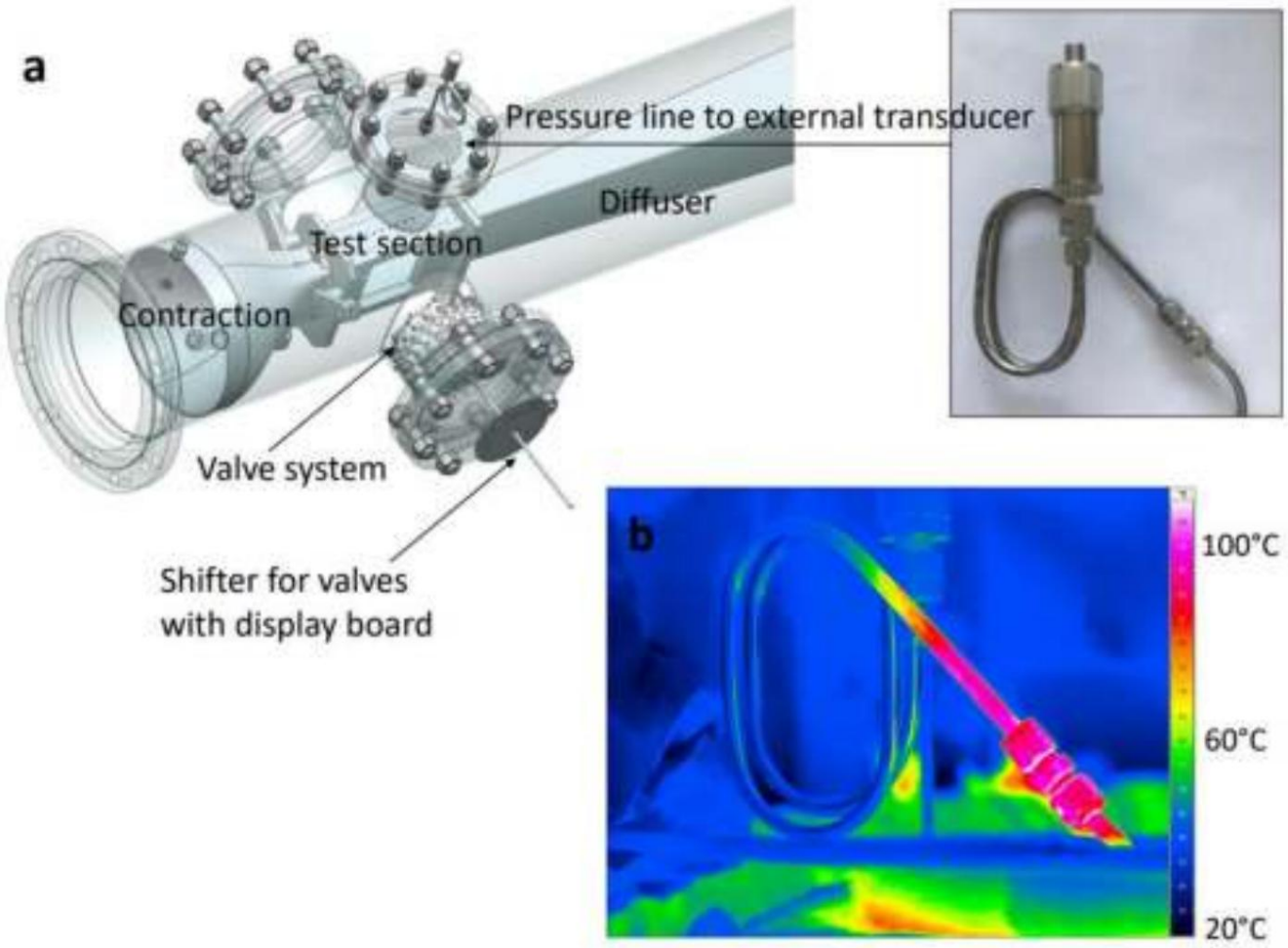


Рис. 11. Система измерения давления, реализованная в аэродинамической трубе с замкнутым контуром CLOWT: (а) клапан и линии, расположенные в горячей области первичной пробирки, и (б) термография термически развязанного преобразователя, показывающая область жидкости, захваченной в линия.

Следует отметить, что подход без продувки требует длительного времени подготовки для достижения теплового равновесия во всей системе. Более того, с помощью такого подхода невозможно точно измерить очень низкие уровни давления в испытательной секции, ниже давления насыщения при температуре преобразователя . В случае очень короткого времени измерения в экспериментах с ударной трубкой [41] можно использовать быстродействующие датчики давления напрямую, без продувочных устройств. Подробности о таком применении можно найти в [87].

4.2. Датчики давления Пито и давления застоя

Вскоре после ввода в эксплуатацию аэродинамических труб для потоков органических паров исследования начали двигаться в направлении использования датчиков давления для неидеальных сжимаемых потоков О первом использовании зонда застоя для исследования неидеальных сжимаемых течений было сообщено в 2015 году [41,87]. Для регистрации измерений следа идеализированной конфигурации задней кромки зонд с четырьмя датчиками давления «Кулите XCL-62» был размещен ниже по течению, зонд с четырьмя датчиками давления «Кулите 62» был размещен после задней кромки в испытательный участок трубки Людвига (см. рисунок 12). Зонд был изготовлен с использованием лазерного спекания и 3D-печати. Конструкция представляла собой клиновидный зонд с углом клина 10 градусов, который слегка расширялся у основания для размещения датчиков внутри. Датчики были установлены внутри зонда, чтобы обеспечить минимальное время отклика. Кроме того, в установке, показанной на рисунке 12 , использовался датчик застоя на входе.

Machine Translated by Google

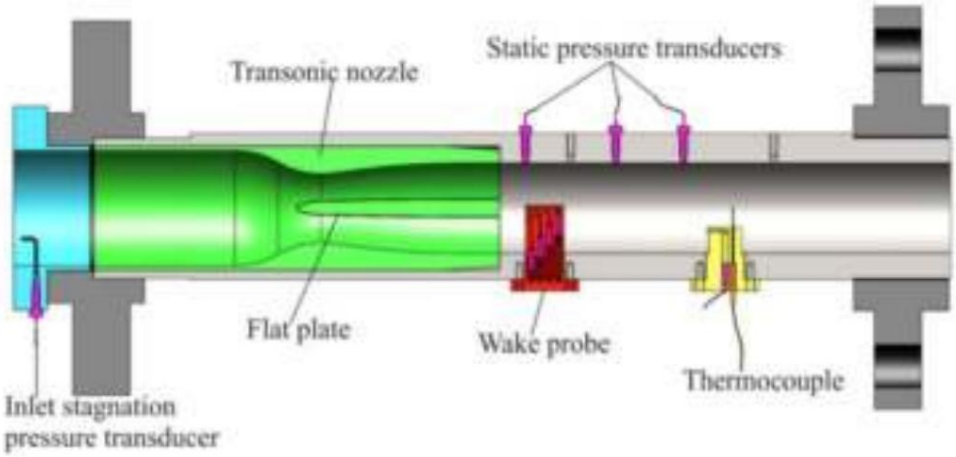


Рис. 12. Первое использование зонда застоя («Следящий зонд») для неидеального сжимаемого течения (из [87]). Установку можно сравнить с той, что показана на рисунке 3.

В 2020 году было опубликовано первое детальное исследование характеристик [85] зонда Пито с вращающимся цилиндром в высоких дозвуковых потоках Novec 649. Из-за эффекта запирания, вызванного цилиндрическим зондом Пито (диаметр 5 мм) в закрытом испытательном участке (50 мм × 100 мм), зонд застоя притока составил около Ma = 0,7 дюйма. исследование [85]. Позже та же конфигурация использовалась для детальных измерений давления профиля и определения коэффициента сопротивления цилиндра, подвергавшегося воздействию высоких дозвуковых потоков Novec 649 [88].

Применение зонда Пито для определения ударных потерь при сверхзвуковом течении ММ было опубликовано Conti et al. [82,84] и Манфреди и др. [89,90] в 2021 и 2022 годах. Конструкция зонда Пито, использованная в этих исследованиях, показана на рисунке 13. В концепции измерения зонда Пито использовалась система продувки, обсуждавшаяся в предыдущем подразделе (см. рисунок 10). В этих исследованиях также были показаны шлирен-картины ударной волны, вызванной зондом в сверхзвуковом потоке . Было обнаружено, что даже в умеренно неидеальных условиях с ZZ 0,70 0,70 неидеальность приводит к значительно более сильному ударному сотрясению, чем идеальный газ при том же числе Маха перед ударом [84].

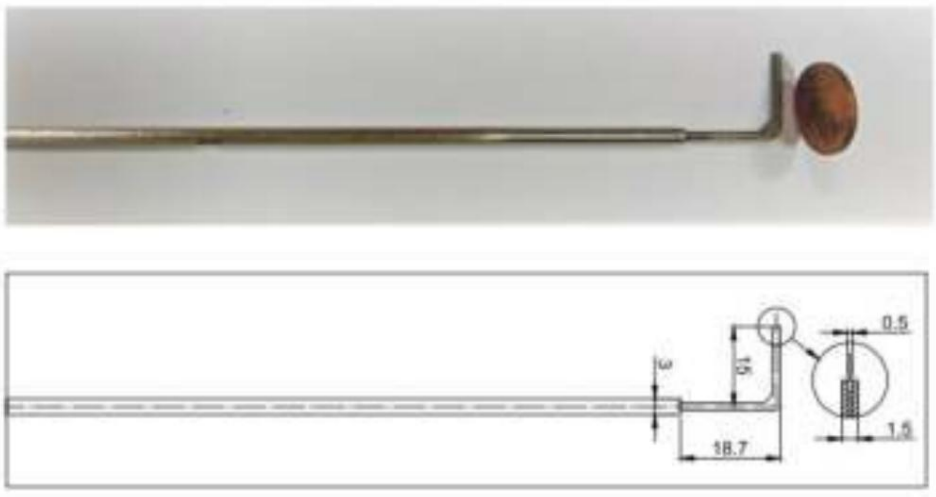


Рисунок 13. Зонд Пито, использованный Конти и др. в экспериментах по потерям при ударе. [82,84]. Размеры в мм.

4.3. Эффекты блокировки и взаимодействие с зондом

Проблема взаимодействия зонда с исследуемым потоком может оказаться существенной, особенно в сверхзвуковом потоке. Рисунок 14 иллюстрирует эту проблему путем сравнения двух расчетных моделей гидродинамики для обычного круглого зонда и клинового зонда в потоке после сверхзвукового каскада. Традиционная конструкция зонда вносит значительные помехи. По результатам CFD была изготовлена конструкция клинового преобразователя.

Machine Translated by Google

и успешно трудоустроен [91]. В целом, клиновые зонды рекомендуются для исследований сверхзвуковых потоков из-за их более незначительного эффекта взаимодействия с зондами.

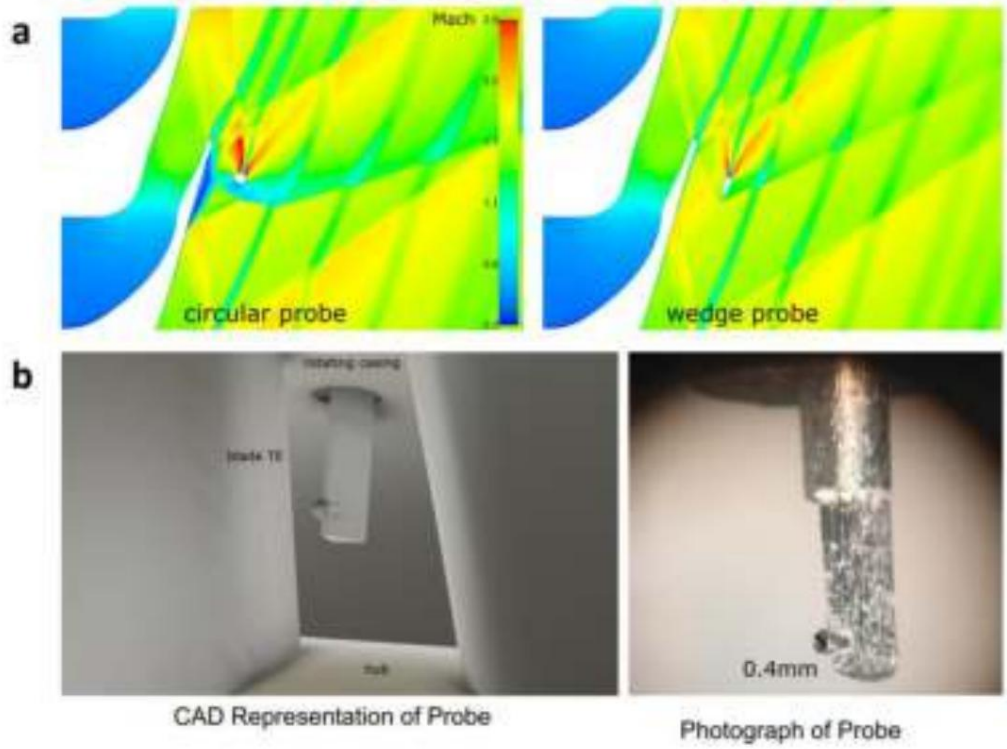


Рис. 14. Иллюстрация проблем взаимодействия зондов (а) и конструкция клинового зонда для измерения полного давления после каскада турбин (б). Уровень числа Маха обозначается цветной полосой вверху. Фотографии взяты из [91].

Эффекты блокировки и взаимодействия зондов могут быть существенными и заметно влиять на процесс обработки данных. Хотя неидеальная динамика сжимаемого потока потребует модификации соответствующих соотношений идеального газа, порядок величин поправок на блокировку все равно можно считать допустимыми. Поправки на блокировку для калибровки зонда цилиндра были предложены Уайлером [92] на основе анализа идеального газа и соображений подобия. Он обнаружил, что эффект блокировки в свободных струях примерно такой же величины, как и в закрытых туннелях. Тракенмюллер и др. [93] сообщили о закупорке зондов примерно такой же степени, как и в закрытых туннелях. Тракенмюллер и др. [93] сообщили о зондовых эффектах для трансзвукового потока через калибровочную аэродинамическую трубу и ряд направляющих лопаток в трехступенчатой модели турбины. Было обнаружено, что даже зонд, расположенный после каскада, может заметно влиять на распределение давления профиля лопаток каскада. Соответствующие исследования по этой теме включают [94,95]. Детальное экспериментальное исследование динамики неидеального сжимаемого течения при зондовых взаимодействиях пока отсутствует.

4.4. Сокращение данных о давлении для NICFD

Статическое давление на стену обычно измеряется через небольшие отверстия, просверленные в стене и подсоединенные к манометру. Дюкре [96] указал на возможное влияние пограничного слоя, градиента скорости и кривизны стенки на такого рода измерения. Однако на практике схемы коррекции встречаются редко.

Теория зондов Пито и соответствующий процесс обработки данных для полного давления хорошо освещены в учебниках [76,77] для идеальных газов. В случае идеального газа с показателем изэнтропы γ знаменитое уравнение Рэлея–Пито

$$\frac{p_{o2}}{p_1} = \frac{\gamma+1}{2} Ma2_1 \quad \frac{(\gamma+1)\,2Ma2_1}{4\gamma Ma2_1 \quad 2(\gamma \quad 1)}^{1/(\gamma \quad 1)} \tag{16}$$

Machine Translated by Google

результаты в случае сверхзвукового течения. Здесь po2 обозначает измеренное полное давление в зондовом отверстии, а p1 и Ma1 — статическое давление притока и число Маха соответственно.

Для дозвукового течения изэнтропическое соотношение

$$Ma_1^2 = \frac{2}{\gamma - 1}\left[\left(\frac{p_{o1}}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right] \quad (17)$$

может использоваться для определения числа Маха истечения идеального газа. При дозвуковом потоке зонд вызывает удар, и общее давление притока po1 можно измерить напрямую.

В более общем случае неидеального сжимаемого потока процесс обработки данных должен начинаться с общих уравнений баланса.

$$\rho_1 c_1 = \rho_2 c_2, \quad (18)$$

$$h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 = h_2 + \frac{1}{2}c_2^2 = h_0, \quad (19)$$

$$p_1 + \rho_1 c_1^2 = p_2 + \rho_2 c_2^2 \quad (20)$$

и предполагает изоэнтропический процесс. Затем с помощью соответствующего уравнения состояний можно вычислить число Маха притока Ma1 или другие величины на основе измеренного давления зонда и общего состояния притока. Как указали Спинелли и др. В [97] в неидеальном сжимаемом потоке процесс расширения зависит от состояния притока, тогда как соотношения идеального газа (16) и (17) этого не делают. Кроме того, характер ударов, вызываемых зондом, может различаться. На рисунке 15 показана иллюстрация, где сравниваются шлирен-картины ударной волны, вызванной зондом Пито, помещенным в сверхзвуковой поток азота (идеальный газ) и ММ (неидеальный органический пар).

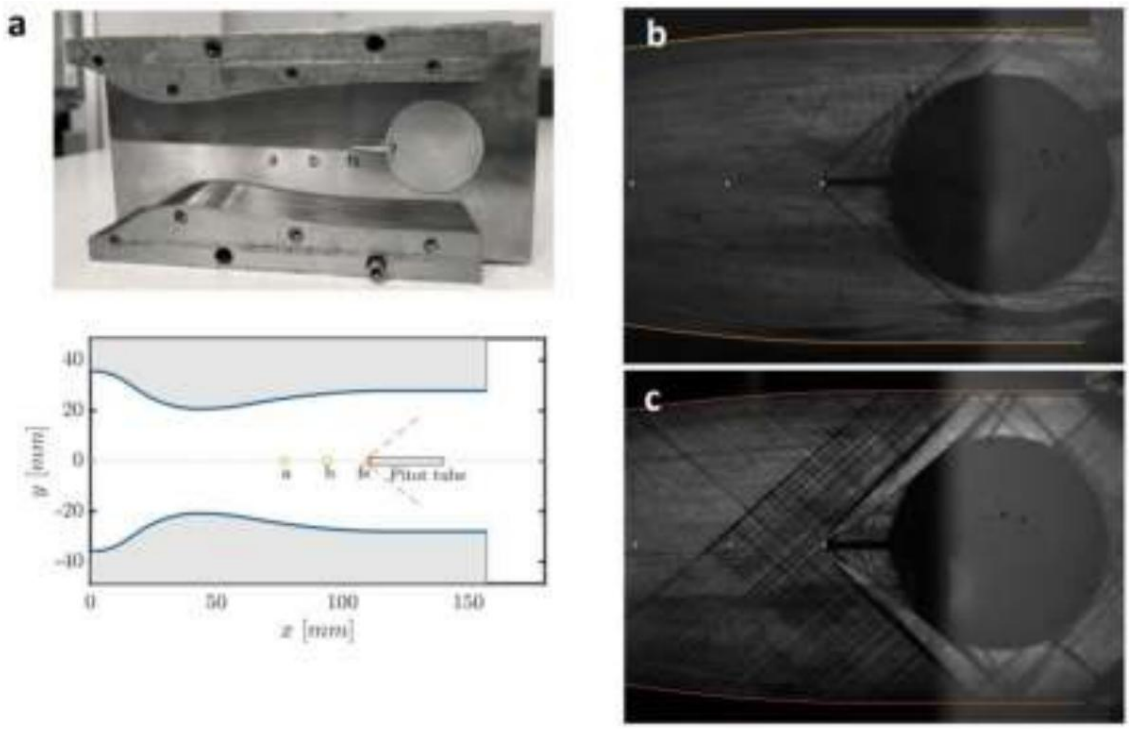


Рис. 15. Демонстрация толчков, вызванных зондом Пито, помещенным в сверхзвуковой поток (из [84]): а — сопло с отводами давления (a, б и набегающий поток fs) и трубка Пито с эскизом головной ударной волны; (б) шлирен-изображение потока N2 ; в – шлирен-изображение течения ММ с Z = 0,70; На шлирен-фотографии выделены профиль сопла и отводы давления.

Machine Translated by Google

Простая процедура обработки данных зонда Пито была опубликована в [98]; альтернативные математические схемы для борьбы с нормальным ударом в условиях неидеального сжимаемого потока обсуждались Passmann et al. [99]. Существенной частью обработки данных является правильный и эффективный метод расчета изоэнтропических соотношений потока и решения нелинейного набора основных уравнений [98,99]. В [84] обработка данных была выполнена путем численного решения уравнений сохранения массы, импульса и энергии поперек ударной волны в сочетании с термодинамической моделью Спана-Вагнера с помощью библиотеки FluidProp [100]. Эта многопараметрическая модель обеспечивает точные термодинамические свойства даже вблизи критической точки. Фундаментальное соотношение, связывающее все термодинамические свойства простой системы в состоянии устойчивого равновесия, представлено в функциональной форме через приведенную свободную энергию Гельмольца как функцию обратных приведенных температуры и приведенной плотности. Для рабочей жидкости в [84], силоксана MM, соответствующие параметры модели были указаны Colonna et al. [101,102], а дополнительную информацию можно найти в [103,104].

Необходимость использования подходящих уравнений состояния и замены классических формул (16) и (17) для неидеальных сжимаемых жидкостей показана на рисунке 16. Здесь число Маха, полученное с помощью соотношения идеального газа и адекватной схемы обработки данных для Novec 649 сравниваются. Как показано на рисунке 16, даже для умеренных уровней числа Маха ошибка между программой идеального газа и неидеальным сокращением данных может составлять 6%. Гораздо большие ошибки могут возникать при более высоких уровнях числа Маха и в режиме плотного газа [98,99].

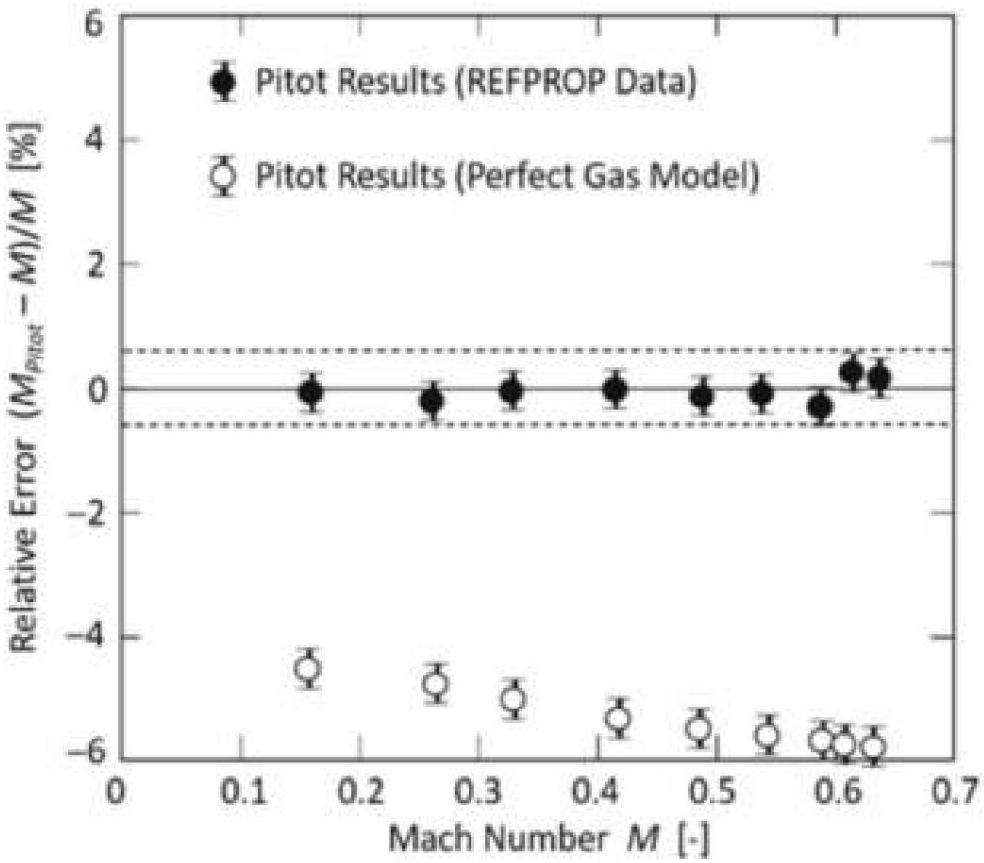


Рис. 16. Относительная погрешность расчета числа Маха по данным зонда Пито и термодинамическим моделям дозвукового течения Novec 649 (из [85]).

Если необходимо выполнить быстрые измерения, необходимо учитывать переходное поведение всей системы . Соответствующий анализ был предложен Gori et al. [105]. В этой работе было обнаружено, что переходные характеристики зависят от скорости звука рабочей жидкости, что указывает на то, что молекулярная сложность играет значительную роль в определении оперативности измерительных устройств.

Machine Translated by Google

5. Методы оптических измерений.

Методы измерения оптического потока широко применяются в науке и технике [72–75]. В этом разделе кратко рассмотрены доступные и используемые в настоящее время методы исследования динамики неидеального сжимаемого потока. Сюда входит обсуждение шлирен-методов и методов лазерных измерений (велоциметрия изображений частиц PIV и лазерная доплеровская велосиметрия LDV). Подробное описание оптических методов (т.е. шлирен и ЛДВ), которые применялись на установке TROVA в лаборатории CREA Миланского политехнического университета, можно найти в [106]. Технико-экономическое обоснование, ограниченное низкоскоростными потоками PIV для приложений NICFD, было опубликовано Head et al. [107].

5.1. Шлирен-оптические методы

Классическим экспериментальным инструментом в газовой динамике, начиная с новаторской работы Эрнста Маха (см. [77]), является метод шлирен-изображений. Шлирен-изображения легко предоставляют качественные данные, а также могут предоставить количественные данные о локальном числе Маха и мгновенном наклоне ударных волн. Сеттлс [108] представил историю шлирен-инструмента и очень подробно описал его различные технические детали. Происхождение этого инструмента можно проследить до 17 века, когда Роберт Гук использовал примитивное устройство, чтобы проиллюстрировать тепловую конвекцию от пламени свечи. В 19 веке Тепплер вывел этот инструмент на практический и ценный уровень. Со времени его работы используется немецкое выражение «шлирен». Можно заметить, что «шлирен» — это не имя человека (хотя в немецком языке оно пишется с большой буквы S); это немецкое слово, означающее «полоса».

Поскольку органические пары прозрачны, применение шлирен-систем для исследований NICFD относительно просто. С помощью шлирен-системы изменения плотности и, следовательно, изменения показателя преломления можно визуализировать в прозрачной среде, такой как газ или пар. Что касается приложений NICFD, до сих пор использовались три шлирен-системы, которые схематически показаны на рисунке 17 : (а) обычные шлирен-системы z-типа, (б) двухпроходная шлирен-система и (в) фоновая шлирен-система. ориентированный шлирен-ме Четвертый метод (d) представляет собой подход с использованием фокусирующей шлирен-системы. Последнее до сих пор не применялось к расследованиям НИКФД. Для описания физики методов шлирена и теневой графики читатель может обратиться к [108] или [109].

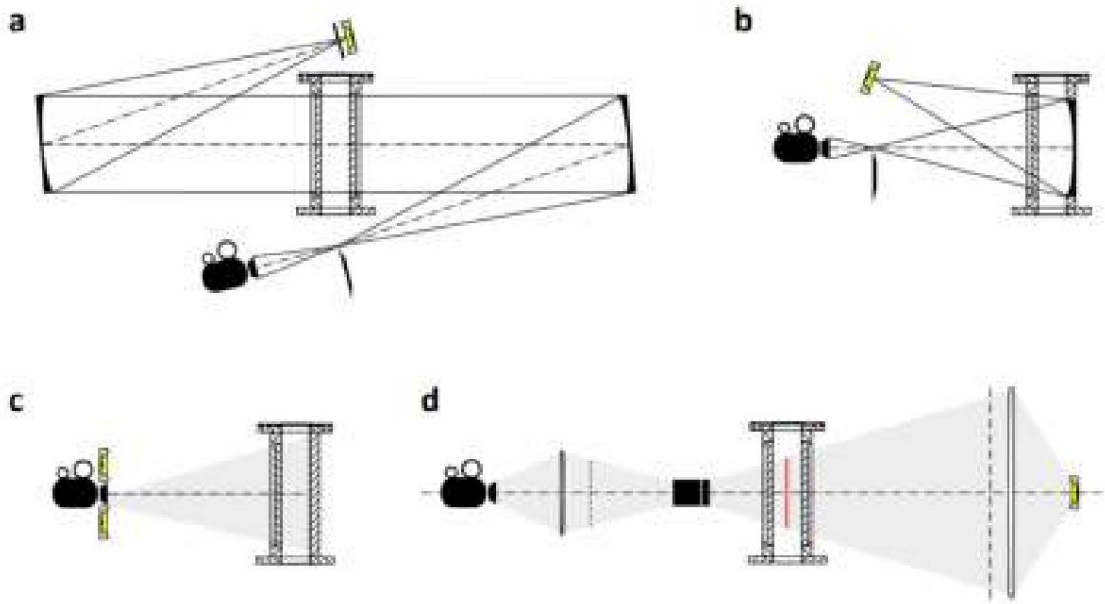


Рис. 17. Схемы шлирен-систем для исследований NICFD: (а) обычная шлирен- система z-типа. (б) двухпроходная шлирен-система. (в) фон-ориентированная шлирен-система. (г) фокусирующая шлирен-система.

Machine Translated by Google

и 100 кадров в секунду (кадров в секунду), а время экспозиции было установлено на 20 мкс. Использование

Двухлинзовая конфигурация z-типа использовалась в экспериментах по шлирен-изображениям, проведенных Хэдом [20] в испытательной установке ORCHID. Однако первые результаты шлирена для неидеального течения в сжимаемом сопле были представлены Spinelli et al. [52] в 2015 году, и они использовали двухпроходную систему. В этом первом исследовании использовалась параллельная световая шлирен-система двухпроходного типа с излучающими и принимающими оптическими компонентами, установленными на оптическом столе, поскольку эта конфигурация короче и ее легче юстировать по сравнению с классической системой z-типа. Схема используемого подхода более подробно показан

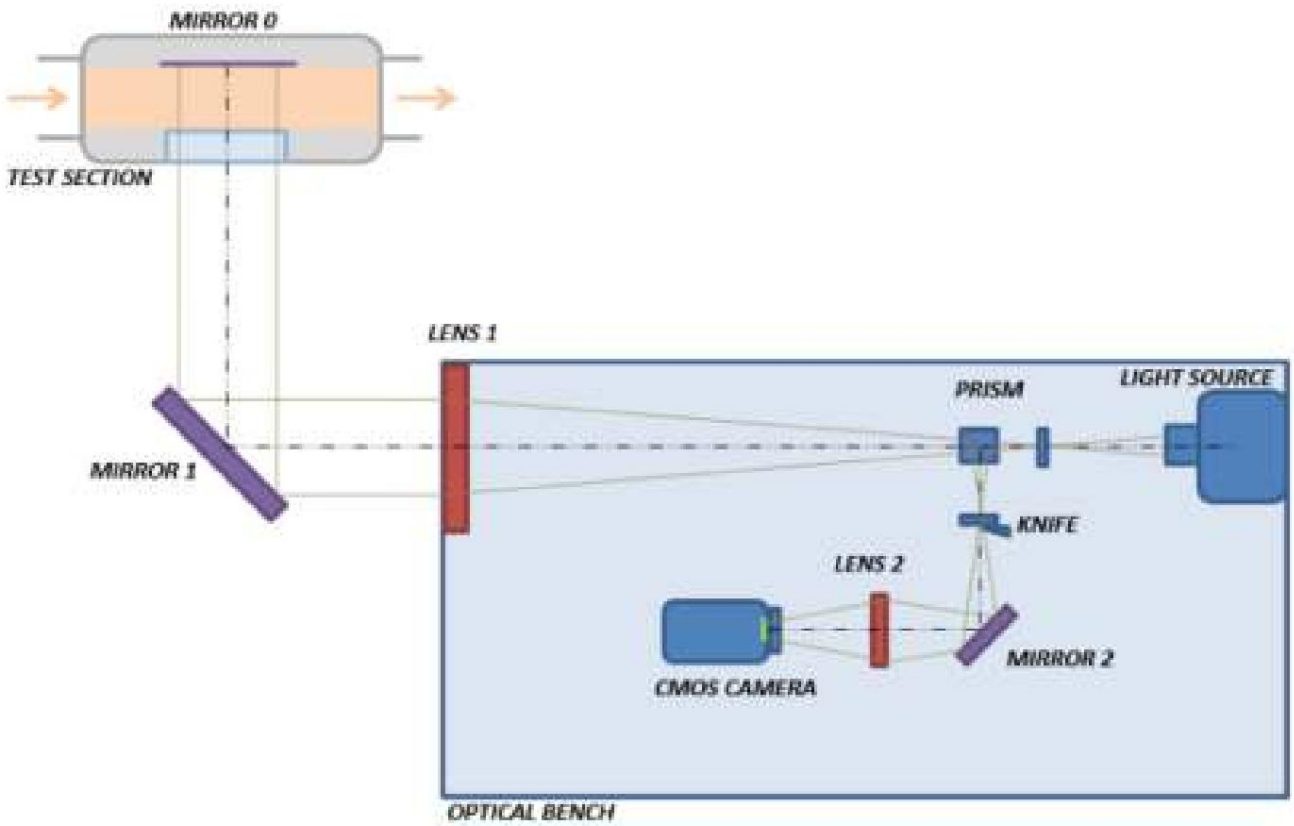


Рисунок 18. Схема двухпроходной шлирен-системы, использованной Спинелли и др. [110].

В качестве источника света в работе [52] использовалась ртутная дуговая лампа мощностью 100 Вт , которая фокусировалась кварцевой линзой F/1,5 в круглое пятно диаметром около 3 мм, а затем коллимировалась для формирования параллельных световых лучей с помощью шлирен-линзовой головки. (Линза 1 на рис. 18). Последний имел диаметр 150 мм и фокусное расстояние 1000 мм. Коллимированный луч света отклонялся круглым зеркалом (зеркало 1 на рисунке 18) перед пересечением испытательного участка. Затем он отражался головкой шлирена от металлического зеркала «0», которое представляло собой полированную задню Затем луч фокусировался на вертикально выровненной кромке ножа. Ориентация ножа позволяла визуализировать градиент плотности вдоль оси сопла. Кубический светоделитель (призма) разделял световой луч, исходящий от источника света, и отраженный . За ножом располагалась линза с фокусным расстоянием 160 мм и диаметром 50 мм (линза 2 на рис. 3) и создавала реальное изображение исследуемого участка на сенсоре высокоскоростной камеры. Разрешение камеры и частота кадров были установлены на 1024 × 512 пикселей и 100 кадров в секунду (кадров в секунду), а время экспозиции было установлено на 20 мкс. Использование зеркально-полированной задней пластины было экономически эффективным, а ее оптическое качество было достаточно высоким, чтобы гарантировать отсутствие значительных искажений в шлирен-изображениях. Однако полированная поверхность быстро загрязняется, поэтому ее необходимо очищать каждые несколько тестов, чтобы добиться хорошего контраста и резкости шлирен-изображений. Обычно несколько капель жидкой рабочей жидкости или изопропилового спирта являются эффективными чистящими средствами. Эту же процедуру можно использовать для чистки кварцевых окон. На отражательную способность пластины из нержавеющей стали влияют пары силоксана, которые может компенсировать интенсивность источника света. Позже для шлирен-систем стали популярны светодиодные источни

Machine Translated by Google

На рис . 19 показаны первые результаты, полученные в [52] для соплового течения МДМ. Конденсация паров МДМ происходила вдоль ненагретой затыльника. Конденсация не позволяла использовать метод двойного прохода шлирен, поскольку капли жидкости и пленка , стекая по задней пластине, создавали отраженные лучи с высокими оптическими искажениями (см. Рисунок 19a). Этот результат не позволил обнаружить градиенты плотности в паровой фазе. Непосредственное наблюдение за испытательным участком показало, что конденсация происходила только вдоль металлической пластины. Когда поток пара нагревал рабочий участок, пленка жидкости испарялась. Тогда сразу после того, как стала видна заглубленная ступенька, возникли косые ударные волны (с их отражением от контурной стенки), что подтвердило возникновение сверхзвукового течения паров МДМ внутри сопла (см. рис. 19

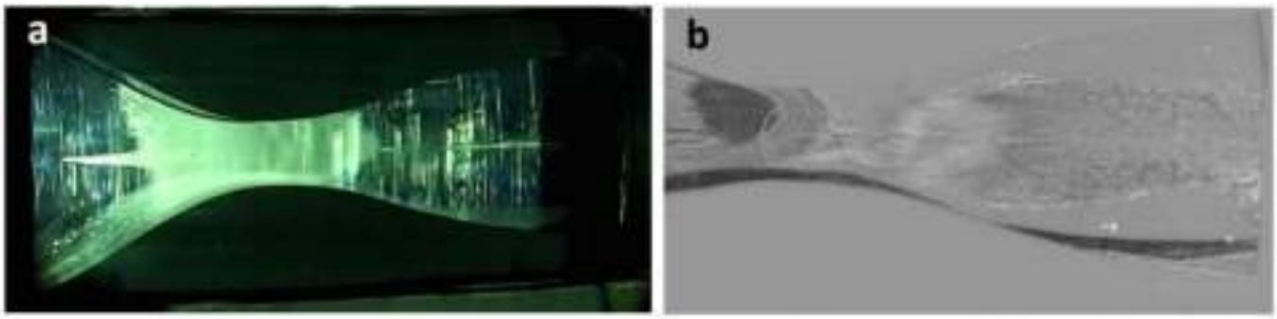


Рис. 19. Фотографии рабочего участка во время первых опытов с МДМ в 2015 г. (из [52]): (а) конденсация вдоль затыльника и образование пленки жидкости в сужающейся части сопла (б) шлирен-визуализация косых ударных волн при более позднем экспериментальном запуске.

В следующих работах [97, 110] качество шлирен-картин, полученных с помощью двухпроходной системы, было улучшено. На рис . 20 представлена шлирен-картина с линиями Маха , позволяющими определить число Маха вдоль траектории расширения сопла. Фактическое число Маха Ma можно определить по наблюдаемому углу α (увеличенному центральными зелеными линиями на верхнем рисунке рисунка 20) по соотношению

$$Ma = \frac{1}{\sin \alpha} \quad (21)$$

Обнаружение линий Маха в соответствии с уравнением (21) позволяет напрямую измерить локальное число Маха без привлечения какой-либо термодинамической модели в расчет, если направление потока известно. Подробное описание алгоритма приведено в [111].
Сравнение с прогнозом компьютерной гидродинамики (CFD) моделирования потока в сопле хорошо согласуется (см. Рисунок 20).

Стационарные косые ударные волны впервые наблюдались в неидеальных сверхзвуковых потоках однофазного органического пара в 2019 году Zocca et al. [112]. В однородном сверхзвуковом потоке (число Маха Ma = 1,5) размещался ромбовидный профиль 7,5° по передней и 10° по задней кромке с полуапертурой 7,5° по передней кромке и 10° по задней кромке.) силоксана МДМ. Измерения показали зависимость перепада давлений на скачке скачка от приложенных условий торможения для неидеального сжимаемого течения. Шлирен-изображения для профиля на основе сопла с исчезающим отклонением были получены Манфреди и др. [89,90] и представлены в 2022 г.

В дополнение к шлирен-изображениям, полученным с помощью z-типа или двухпроходных систем, метод фоно-ориентированной шлирен (BOS) позволяет визуализировать небольшие градиенты плотности. Поскольку световые лучи отклоняются при прохождении через жидкости с разной плотностью, метод BOS может обнаруживать результирующие градиенты показателя преломления как интегрирования вдоль луча зрения. В [113] соответствующая система была предложена для задач сверхзвукового течения . Дальнейшие применения метода БОС можно найти, наприм
Схема системы BOS уже показана на рисунке 17c. Первое применение системы BOS для неидеального сжимаемого потока было представлено в 2022 году Сундермейером.

Machine Translated by Google

и др. [121]. В данной работе исследовалось высокое дозвуковое течение (Ma = 0,65) Novec 649 через круглый цилиндр. Принцип и некоторые результаты, включая сравнение с результатами моделирования больших вихрей (LES), показаны на рисунке 21. В качестве исходного или эталонного изображения рассматривался участок испытаний без какого-либо потока. Предположим, что жидкость течет через испытательный участок с градиентами плотности, искажениями или результатами шлирена. Используя эталонное изображение, на этапе постобработки можно вычислить изображение плотности или шлирен-изображе Это показано на рисунке 21. Можно наблюдать локальные толчки, вызванные задней кромкой цилиндра и вихревой дорожкой фон Кармана после цилиндра. На основании расстояний между ядрами вихрей было вычислено соответствующее число Струхаля и сопоставлено с результатами LES. Было обнаружено, что частота образования вихрей (т. е. число Струхаля) была почти постоянной (около 0,20) и не зависела от чисел Рейнольдса или Маха. Хотя локально неидеальное поведение газа повлияло на характер ударной волны и ее расположение, образование вихрей было относительно стабильным и устойчивым.

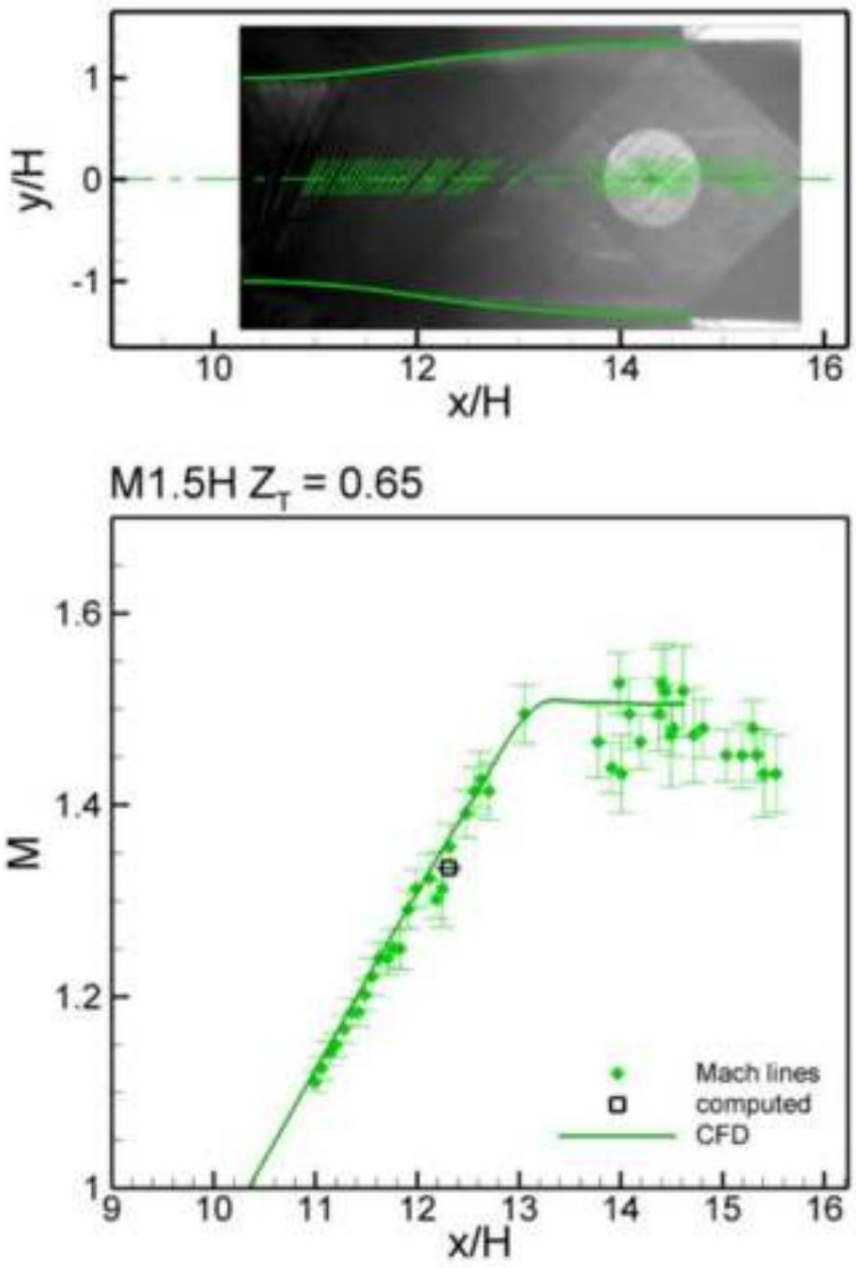


Рис. 20. Шлирен-изображение (вверху) и числа Маха, полученные по линиям Маха (внизу) для сопла течения МДМ при Z = 0,65 (взято из [97]).

Machine Translated by Google

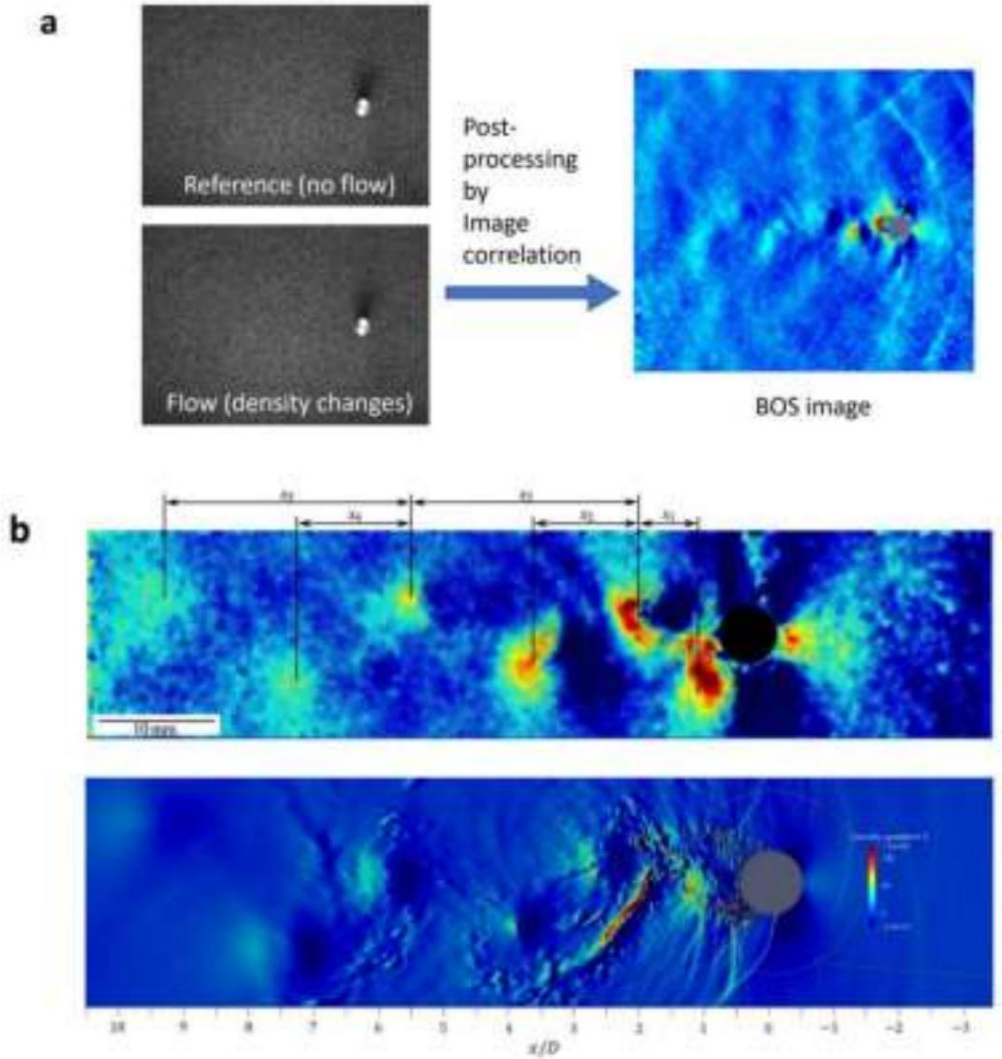


Рисунок 21. Принцип и применение метода БОС применительно к круглому цилиндру: (а) схематический принцип работы БОС; (б) сравнение изображения BOS с мгновенным градиентом плотности, рассчитанным с помощью LES (из [121]).

Недостатком шлирен-подхода, ориентированного на фон, является несколько более низкое разрешение. В принципе, добиться более высокого разрешения, чем масштаб длины фонового рисунка, невозможно. Можно выбрать регулярные и стохастические шаблоны (на рисунке 21 был применен стохастический точечный шаблон на задней панели испытательной секции). Бесполезно уменьшать масштаб рисунка до уровня, при котором будут достигнуты вибрации испытательного стенда или предел оптического разрешения. На практике подход BOS не может обеспечить столь же четкую визуализацию ударов, как традиционные шлирен-системы. Однако преимущество визуализации даже небольших флуктуаций плотности и относительно простая установка делают метод BOS мощным инструментом для исследования течений сжимаемых материалов. На рисунке 22 показана вихревая дорожка, вызванная штоком термоанемометрического зонда после каскада турбин, работающего на Novec 649 с числом Маха на выходе Ma = 0,6. Фоновым рисунком в данном случае была естественная шероховатость каскада, напечатанного металлом, и никакой дополнительной подготовки не требовалось. Градиенты плотности, обусловленные вихревой дорожкой, являются доминирующей особенностью рисунка 22. Это также указывает на то, что даже в дозвуковом потоке подход BOS может дать ценную информацию о деталях потока.

Наконец, можно упомянуть фокусирующую шлирен-систему (рис. 17d), поскольку этот подход ценен для локальных явлений сжимаемого потока, таких как поток сжимаемой жидкости через зазор в конце турбины [122]. Идея фокусирующего шлирен-подхода возникла впервые

Machine Translated by Google

описан Шарденом [123] более 70 лет назад, но из-за Второй мировой войны он не смог реализовать свою идею дальше. Последние разработки в этом методе были сделаны Вайнштейном [124], который разработал то, что в литературе было названо [108] « современной фокусирующей шлирен-системой». Высокая ценность фокусирующей шлирен-системы для детального исследования характеристик трехмерного течения турбины была продемонстрирована Пассманном и др. В работе [122] рассматривалось течение воздуха через идеализированную лопатку турбины и трансзвуковой каскад с концевыми зазорами. До сих пор не сообщалось о результатах применения этого интересного шлирен-метода к неидеальным сжимаемым потокам. Однако в будущем в этой области можно ожидать и использования фокусирующих шлирен-систем.

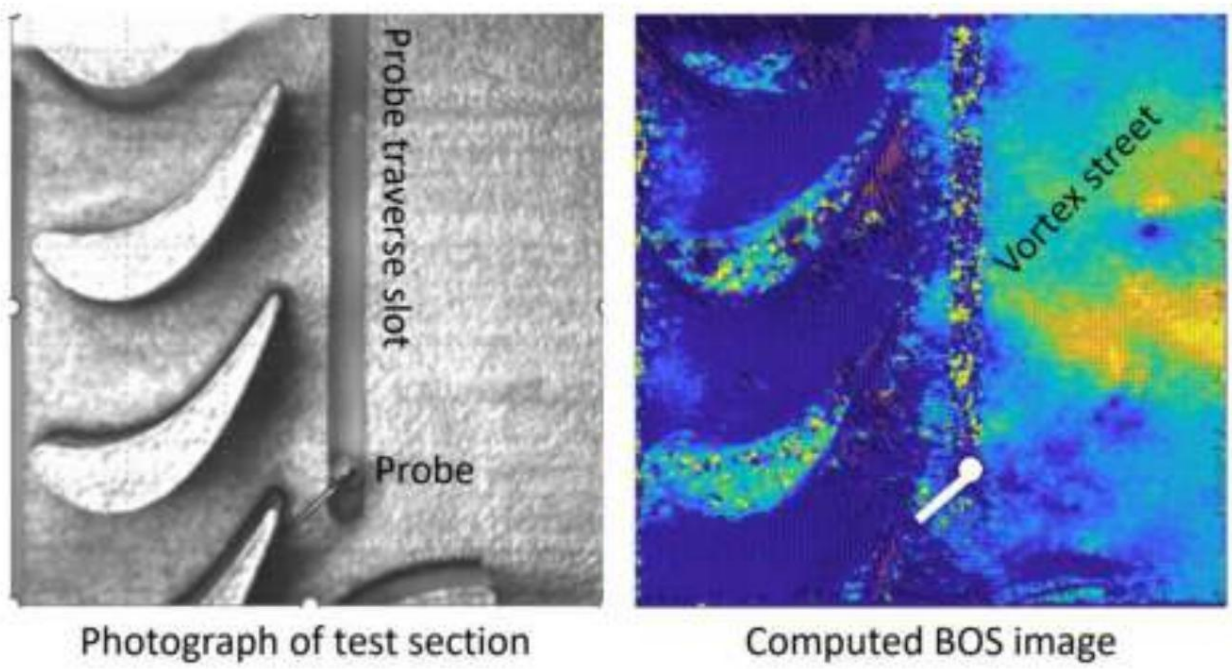


Рис. 22. Фоновое шлирен-изображение потока Novec 649 через каскад турбин, работающий при выходном числе Ma = 0,6. Доминантой является вихревая дорожка в следе за ножкой зонда после каскада. Фотографии были сделаны во время тестовой кампании CLOWT в 2022 году.

5.2. Метод лазерной допплеровской скорости (LDV)

Лазерная допплеровская велосиметрия (LDV) – хорошо зарекомендовавший себя экспериментальный метод, позволяющий исследовать широкий спектр сложных течений и гидродинамических явлений. Подробный обзор принципов, анализа данных и практической реализации метода LDV можно найти в [125]. Эпоха ЛДВ началась в середине 1960-х годов после появления лазеров. Большим преимуществом LDV (и PIV) является его неинтрузивный характер. Особенно в случае высокоскоростных потоков, где твердые зонды Пито или термоанемометрические датчики могут сильно нарушить поток (см. рисунок 22 или рисунки 14 и 15), лазерные методы требуют только оптического доступа к зоне измерения и введения из мелких частиц. Концептуально LDV обеспечивает прямой подход к определению поля скорости w без использования уравнения состояния или изоэнтропических соотношений потока для процесса обработки данных. Следовательно, экспериментального уровня неопределенности, обусловленного неопределенностями в отношении используемых термодинамических связей и влияния распространения ошибок, можно в принци

Фундаментальным явлением, лежащим в основе ЛДВ, является доплеровский сдвиг света, рассеянного маленькой частицей, движущейся со скоростью частицы wp. В идеале эта скорость частицы идентична скорости жидкости w. В случае микроскопических частиц размером от 0,1 до 1 мкм такая ситуация может быть достигнута за счет увлечения частиц. Однако предположим, что поле скоростей неоднородно. В этом случае частица должна быстро реагировать на изменения, а значит, время динамического отклика частицы должно быть много меньше характерного времени течения. Иногда этого трудно достичь в высокоскоростных потоках или регионах.

мкм, такая ситуация может быть достигнута за счет увлечения частиц. Однако предположим, что скорость

Machine Translated by Google

характеризуется необычайными изменениями скорости. Применение LDV требует
введение мелких частиц в исследуемую жидкость. Это известно как посев.
Выбор затравочных частиц имеет жизненно важное значение для успеха метода LDV.
плотность частиц и жидкости должна быть одинаковой для идеальных затравочных частиц, чтобы минимизировать
динамические эффекты или проблемы с плавучестью. Это требование вряд ли может быть реализовано в парах.
или газы. Еще одна проблема компромисса вызвана необходимостью использовать мелкие частицы для
динамические причины для обеспечения достаточного отношения сигнал/шум (SNR) для доплеровского сигнала
рассеянного света. Последнее можно улучшить за счет увеличения размера частиц. В
Кроме того, следует использовать материалы с высоким показателем преломления для увеличения рассеяния в
Окружающая жидкость со своим собственным показателем преломления. Добавленные частицы не должны нарушать поток.
быть измеренным. Если метод ЛДВ следует применять к парам при повышенных температурах
(и давление), затравочные частицы должны быть достаточно стабильными во время измерения. В
В таблице 4 перечислены некоторые потенциальные материалы для затравочных частиц. Так как плотность паров
или газов, даже при высоком давлении, плотность намного ниже, чем плотность, указанная в Таблице 4, нет
доступны идеальные затравочные частицы.

Таблица 4. Свойства материала затравочных частиц.

Материал	Индекс преломления	Плотность	Температура плавления
ТиО2	от 2,6 до 2,9	3900–4200 кг/м3	1840 C
Al2O3	1,79	3960 кг/м3	2015 C
SiO2	1,45	2200 кг/м3	1710 C
Карбид кремния	2.6	3200 кг/м3	2700 C

Первое применение LDV для прямых измерений скорости в неидеальных сжимаемых потоках было выполнено
в лаборатории CREA Миланского политехнического университета. Первый
отчет [106] был опубликован в 2020 году, а через год последовала подробная исследовательская статья [126].
позже. Проектирование и ввод в эксплуатацию системы лазерного доплеровского велосиметрического засева для
неидеальные течения жидкости были предложены ранее в 2016 году Галларини и др. [127]. Посев
система имеет решающее значение для приложений NICFD, и ни одна коммерческая или стандартная система посева не существует.
может использоваться для органических паров при повышенных уровнях температуры и давления. В качестве посева
частицы, наноразмерный порошок TiO2 с размерами частиц порядка 150–250 нм
были использованы. Для введения частиц в поток пара в аэродинамической трубе засевающий аппарат
Система, показанная на рисунке 23, была спроектирована и использована. Условия течения, при которых
система посева рассчитана на максимальное давление около 25 бар и максимальное
температура в аэродинамической трубе около 300 C. Принцип системы посева заключался в том, чтобы
использовать жидкую суспензию твердых затравочных частиц в рабочей жидкости, которая
впрыскивается через распылитель при высоком давлении и температуре в камеру сгорания перед
испытательный участок аэродинамической трубы. Мелкие капли впрыскиваемой жидкости вместе с посевом
суспензия частиц испаряется, высвобождая таким образом твердые частицы, которые уносятся потоком
испытательного участка аэродинамической трубы.

Установка ЛДВ, использованная в работе [126], представляла собой двухкомпонентную систему обратного
рассеяния, в которой использовались два твердотельных лазера с диодной накачкой мощностью 1 Вт. Два лазерных луча
каждый имел диаметр около 1 мм и длину волны 489,5 нм и 513,9 нм,
соответственно. К каждой паре лазерных лучей применялся сдвиг частоты на 40 МГц, чтобы избежать
неоднозначность направления. Анализатор спектра импульсов представлял собой компонент Dantec F 800 с
максимальная входная частота 200 МГц. В отличие от системы посева, которая была
Для измерений LDV использовалось полностью индивидуальное коммерческое лазерное оборудование. Подробности
Об обработке данных можно прочитать в [126].

В ходе экспериментов в паре могут происходить значительные изменения плотности. Следовательно,
Изменился и показатель преломления пара. Это может вызвать изменения в лазерной оптике.
пути. Приведено обсуждение возникающей неопределенности в реальных измерениях LDV.
в [126].

Machine Translated by Google

На момент написания данного обзора эксперименты по течению в сопле [126] представляют собой В открытой литературе сообщается только о применении LDV для неидеальных сжимаемых течений. Тем не менее, в будущем можно ожидать использования этого мощного инструмента и для других конфигураций.

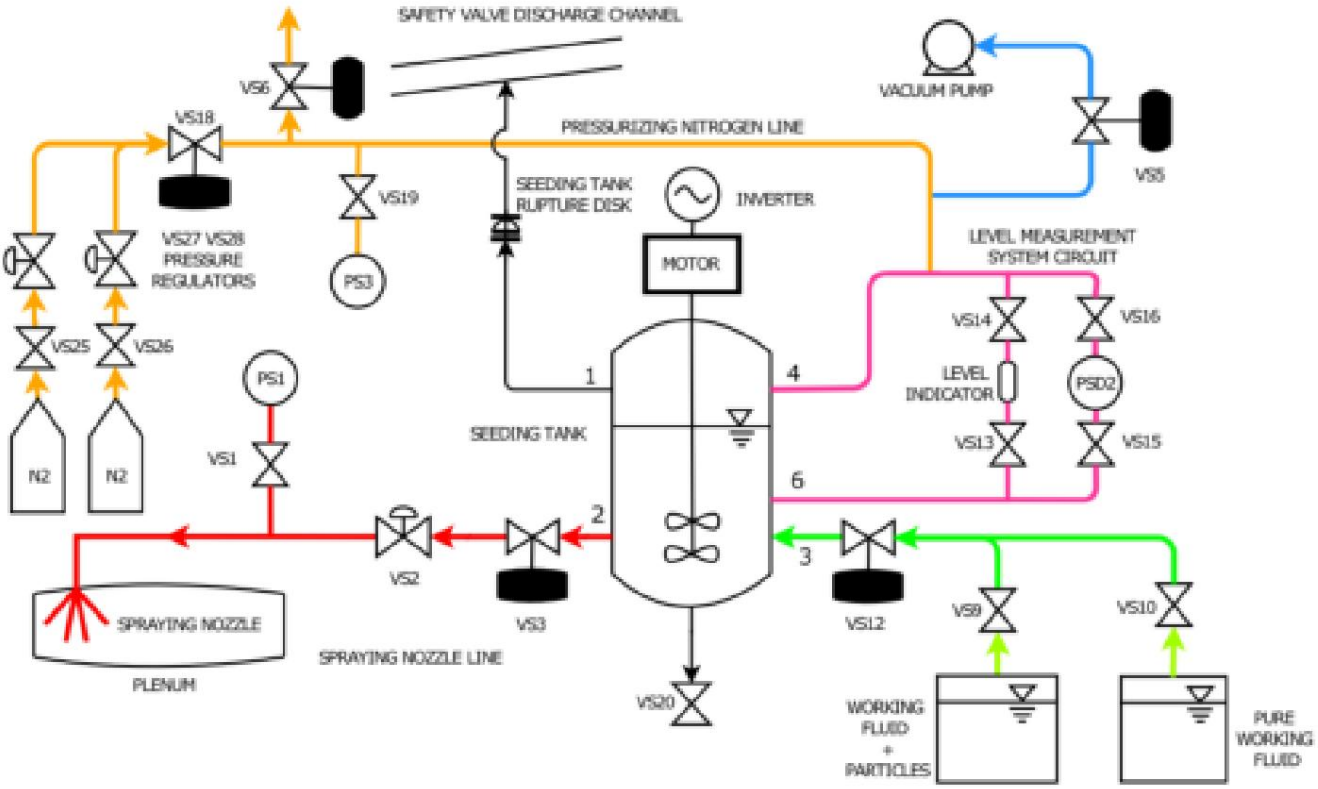


Рис. 23. Система затравки для применения ЛДВ в неидеальных сжимаемых потоках (из [126]).

5.3. Метод измерения скорости изображения частиц (PIV)

Метод измерения скорости изображения частиц (PIV) был разработан в 1980-х годах. Фундаментальным принципом PIV является вычисление скорости трассирующих частиц из последовательност фотографий засеянного и освещенного поля течения. Расчет скорости основан о методе корреляции, а подробности о PIV можно найти в [128] или [129], среди другие тексты об измерении расхода. В то время как LDV можно использовать для определения скорости при небольшом объеме измерений (т.е. локальные значения получаются в одной точке) метод PIV позволяет получить представление о двух- или даже трехмерном поле скорости. Однако в В случае высокоскоростных потоков возникают строгие требования к освещенности и времени экспозиции.

О применении PIV для потоков плотных газов в открытой литературе не сообщалось. до сих пор. Вероятно, наиболее близкими соответствующими примерами является использование PIV в двухфазном потоке CO2 в газожидкостном сопле Ueno et al. [130] и конвекция Рэлея–Бенара сверхкритическая жидкость [131], а также технико-экономическое обоснование [107]. В данном технико-экономическом обосновании рассматривались низкоскоростные потоки органических паров (D4). Было обнаружено, что пары D достаточно прозрачен для проведения экспериментов PIV и испарения жидкости с TiO2. затравочные частицы позволили получить правильное распределение трассера. Следовательно, внешний сеялка не понадобилась. В [107] был сделан вывод , что PIV возможен в низкоскоростных потоках горячие органические пары. Дальнейшая работа будет посвящена разработке стратегии посева, которая позволит на стенде ОРХИД возможно проведение PIV в сверхзвуковых и трансзвуковых потоках. Такие высокоскоростные эксперименты PIV проводятся на момент написания этой статьи, но результатов нет. были опубликованы еще.

Machine Translated by Google

6. Анемометрия с горячей

проволокой Анемометрия с горячей проволокой (HWA) использовалась в качестве основного инструмента для исследования турбулентности. Тем не менее, он также предоставляет соответствующие данные для проверки вычислительной гидродинамики (методы CFD) и их возможностей моделирования турбулентности. Основы термоанемометрии можно найти в [132–136]. В несжимаемых потоках термоанемометрия используется уже столетие. Позже было предпринято несколько попыток использовать этот метод и для течения сжимаемого идеального газа [137–148] . Хотя можно выделить три различных режима работы HWA, наиболее популярным является метод анемометрии с постоянной температурой (CTA).

Использование HWA для плотных газов или неидеальных сжимаемых течений является несколько новым, и первые результаты измерений с использованием Novec 649 в условиях высокого дозвукового потока можно найти в [149]. Подробное обсуждение эффективной калибровки было недавно предложено в [150], а применение HWA в турбулентности, генерируемой сеткой, было показано в [151].
Хотя применение термоанемометрии для сверхзвуковых течений относительно просто, из-за незначительной зависимости коэффициентов чувствительности от числа Маха, оно по-прежнему создает серьезные трудности для получения величин турбулентности в высоких дозвуковых и, особенно, в трансзвуковых течениях [145]. В таком режиме течения определение коэффициентов чувствительности и их зависимости от чисел Маха и Рейнольдса представляет собой сравнительно сложную задачу. Кроме того, обрыв проволоки, вибрация и проблемы с тензорезисторами затрудняют использование датчиков с подогреваемой проволокой в режимах высокоскоростного потока. Из-за относительно высокой плотности и низкой скорости звука применение термоанемометрии особенно сложно для потоков органических паров. Высокая плотность сложного органического пара при повышенном давлении приводит к относительно высоким проволочным числам Рейнольдса, о которых в сочетании с заметными числами Маха мало что известно из экспериментов с воздухом или другими простыми газами.

6.1. Калибровка и поведение коэффициентов

чувствительности Для использования метода горячей проволоки необходимо откалибровать всю систему. Поскольку даже небольшие изменения могут привести к заметным отклонениям, калибровку следует проводить в условиях, идентичных условиям применения. Как и в случае с датчиками Пито, которые противопоставляют случай идеального газа, в неидеальных потоках датчики направленного действия требуют процедуры калибровки, которая зависит как от жидкости, так и от термодинамических условий. Иллюстрация участка калибровки испытательной установки CLOWT показана на рисунке 24.

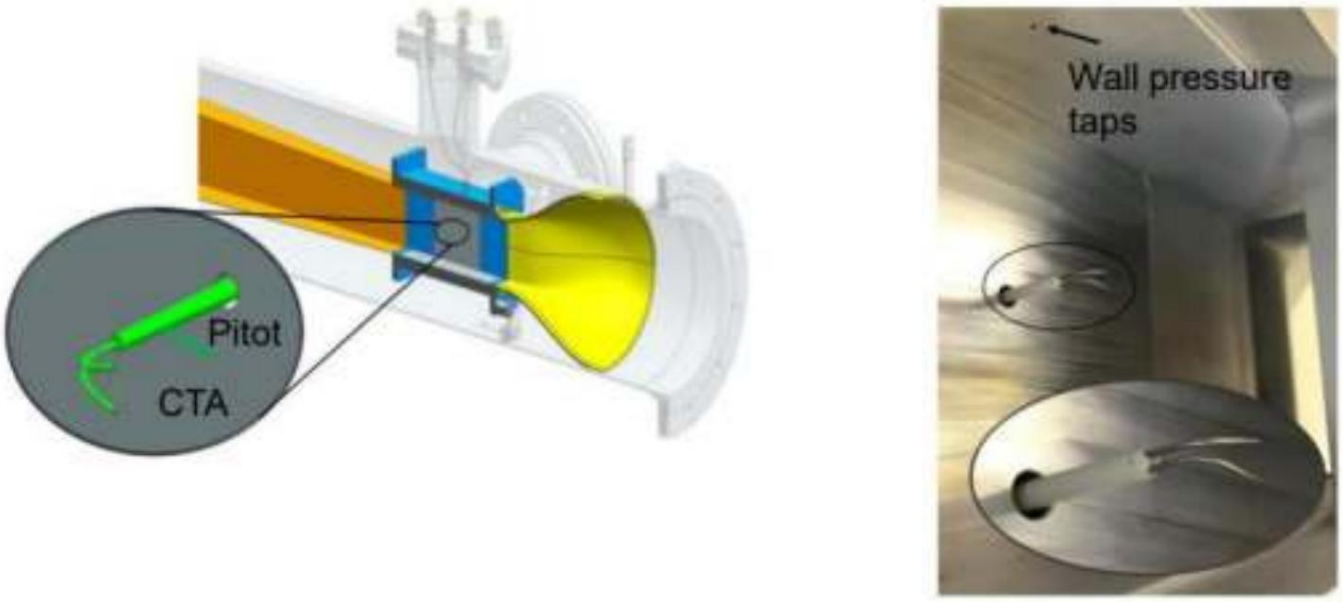


Рисунок 24. Закрытая секция калибровки термоанемометрических датчиков в неидеальных условиях сжимаемого потока.

Machine Translated by Google

Статическое и полное давление измерялись непосредственно в калибровочной секции через настенные краны и миниатюрный датчик Пито, расположенный рядом с вращающимся термоанемометрическим датчиком (СТА). Аэродинамическая труба с замкнутым контуром в CLOWT, см. раздел 3, может эффективно использоваться для калибровки термоанемометрических зондов благодаря ее способности контролировать общую температуру и уровень давления. При этом уровень фоновой турбулентности у него сравнительно невысок (порядка 0,2–0,6 %, полученные методом термоанемометрии в пусто
Фактический расход может быть определен независимо датчиком массового расхода на обратной стороне аэродинамической трубы. Поскольку можно установить установившийся режим работы с незначительными дрейфами температуры и давления, возможна полная калибровка, включая определение угловой чувствительности из-за различной ориентации зонда по отношению к потоку. Однако в закрытых калибровочных секциях, как показано на рисунке 24, достижимы только условия высокого дозвукового потока из-за эффекта дросселирования и блокировки датчиков. Зонды должны быть установлены после сопла или открытой струи внутри испытательной установки для условий трансзвукового или сверхзвукового потока. Анализ неопределенности калибровки в принципе может следовать подходу, рекомендованному в [152,153].

Полная калибровка зонда СТА требует нескольких испытаний, и нет гарантии, что зонды выдержат процесс калибровки. Из-за высоких динамических нагрузок некоторые зонды ломаются уже через несколько минут работы в тяжелых органических парах, а другие могут эксплуатироваться более восьми часов. В любом случае желательно иметь возможность ремонта и изготовления зондов в лаборатории.

Отправной точкой калибровки является выбор подходящей системы теплопередачи. корреляция. Следуя де Соузе и Тавуларису [147], модифицированная корреляция Кинга

$$э^2 = A(Ma, To) + B(Ma, To)(\rho U)^H \quad (22)$$

при фиксированном коэффициенте перегрева провода τ и полной температуре жидкости To доказал свою надежность для паров органических веществ [150]. Показатель степени n часто может быть установлен равным n = В системах СТА электрический выходной сигнал (напряжение) E можно идентифицировать с числом Нуссельта (с соответствующей константой пропорциональности в качестве тривиального множителя). Линеаризация уравнения теплопередачи и использование логарифмических производных дают коэффициенты чувствительности

$$Bc = \left(\frac{\ln E}{\ln U}\right)_{\rho,To}, S\rho = \left(\frac{\ln E}{\rho\, U,To}\right) \text{ и } ST = \left(\ln \frac{\ln E}{Ин\ To}\right)_{\rho,У} \quad (23)$$

для связи колебаний сигнала напряжения с колебаниями скорости, плотности и общей температуры , которые определяются как:

$$\frac{э'}{э} = Bc \frac{У'}{У} \rho + C\rho \frac{\rho'}{\rho} + CT \frac{T_o'}{T_o'} \quad (24)$$

Для сверхзвукового течения (Ma > 1,2) Морковин [139] показал, что влияние числа Маха на коэффициенты чувствительности невелико и им можно пренебречь. Таким образом, коэффициенты чувствительности по плотности и скорости становятся равными, и формально возникает упрощенное соотношение

$$\frac{э'}{э} = C\rho y \frac{(\rho U)'}{(\rho U)} + CT \frac{T_o'}{T_o'} \quad (25)$$

результаты. Равенство двух коэффициентов чувствительности по плотности и скорости существенно снижает затраты на обработку и калибровку данных при измерении величин турбулентных пульсаций. Тем не менее, их равенство необходимо доказывать индивидуально для каждого термоанемометра и ситуации с расходом. Интересно, что относительно высокие проволочные числа Рейнольдса для паров органических веществ подтверждают это упрощение, как было показано в [150].

Machine Translated by Google

6.2. Применение и эксплуатационные проблемы

Применение HWA и правильная интерпретация данных иногда требуют особого внимания. Помимо общих соображений по использованию HWA, обсуждаются следующие вопросы специальных операций, связанные с измерениями в потоках тяжелых сжимаемых паров.

Высокая плотность органических паров приводит к относительно высоким числам Рейнольдса в проволоке и сетке. Из-за полученного малого колмогоровского масштаба η потребовались поправки, учитывающие систематическое затухание высокочастотных сигналов зондами с конечной длиной провода l. Эта проблема отсутствует в случае статической калибровки с использованием аэродинамической трубы с низкой фоновой турбулентностью, как было описано в предыдущем подразделе. Однако при реальных измерениях следует учитывать подходящие схемы коррекции, как объяснено в [154,155]. На это было указано в [156] и показано, что классическая схема коррекции, основанная на работе Вингаарда [155] , первоначально разработанная для изотропной турбулентности в несжимаемых потоках, все еще применима для высоких дозвуковых течений органический пар. Соответствующие поправочные формулы можно получить, используя термоанемометрические зонды различной длины и экстраполируя их на зонд с исчезающей длиной [154]. В работе [156] использовались два зонда с одинаковым электрическим сопротивлением, но разной длиной и диаметром проволоки (l = 4 мм (d = 10 мкм) и l = 1 мм (d = 5 мкм)). Хотя схема коррекции Вингаарда оправдана только теоретически для изотропной турбулентности, лучшей альтернативы, похоже, пока не существует.

С малыми масштабами турбулентной длины в высокоскоростных потоках органических паров в некоторой степени связана высокая частота среза применяемого электрического моста и усилителя (т.е. схемы анемометра). Частоты среза более 100 кГц нередки для трансзвуковых или сверхзвуковых потоков органических паров. Этот факт делает альтернативные концепции, такие как анемометр постоянного напряжения [157] или датчик ALTP термобатареи атомного слоя [158], интересными для будущих экспериментов.

Помимо сильных возмущений потока, вызываемых зондами, о чем свидетельствует вихревая дорожка за штоком, показанная на рисунке 22, высокие динамические нагрузки в высокоскоростных потоках плотных газов могут создавать серьезные проблемы с вибрацией. Наблюдение за зондом на испытательном участке с помощью высокоскоростной камеры позволяет определить наличие серьезных проблем с вибрацией. Например, это было сделано для устройства, показанного на рисунке 22, и действительно, две вибрации наблюдались для зонда, подвергнутого воздействию потока Novec 649 при давлении 2 бар и 100 C при числе Маха на выходе Ma = 0,64. Структурный анализ позволяет предположить, что типичные собственные частоты конкретных зондовых устройств HWA, включая шток, составляют порядка 1 кГц.

Важность учета различных операционных вопросов для правильной интерпретации данных можно проиллюстрировать примером. На рисунке 25 показан сигнал HWA (спектр мощности) после заднего фронта каскада турбин (соответствует схеме, уже показанной на рисунке 22). В спектре, показанном на рисунке 25, скорость работы компрессора и частоты прохождения его лопаток можно определить даже после прохождения отстойной камеры, турбулентных экранов и каскада турбины. Это демонстрирует, что HWA является очень чувствительным методом измерения расхода. Две частоты механических колебаний зонда также вносят вклад в спектр. Частота образования вихрей, обусловленная ножкой зонда, соответствовала числу Струхаля Ststem = 0,17–0,20, что находится в разумном согласии с литературными данными для цилиндра, находящегося в постоянном потоке [159]. Было обнаружено, что число Струхаля , выделяющее вихри на задней кромке, равно St = 0,24 ± 0,2, что прекрасно согласуется со значениями, указанными в [159,160] для этого каскада турбин. Тот факт, что в спектре CTA возникли две реакции образования вихрей (обозначенные 1× и 2× на рисунке 25), объясняется тем, что HWA был нечувствителен к направлени

Machine Translated by Google

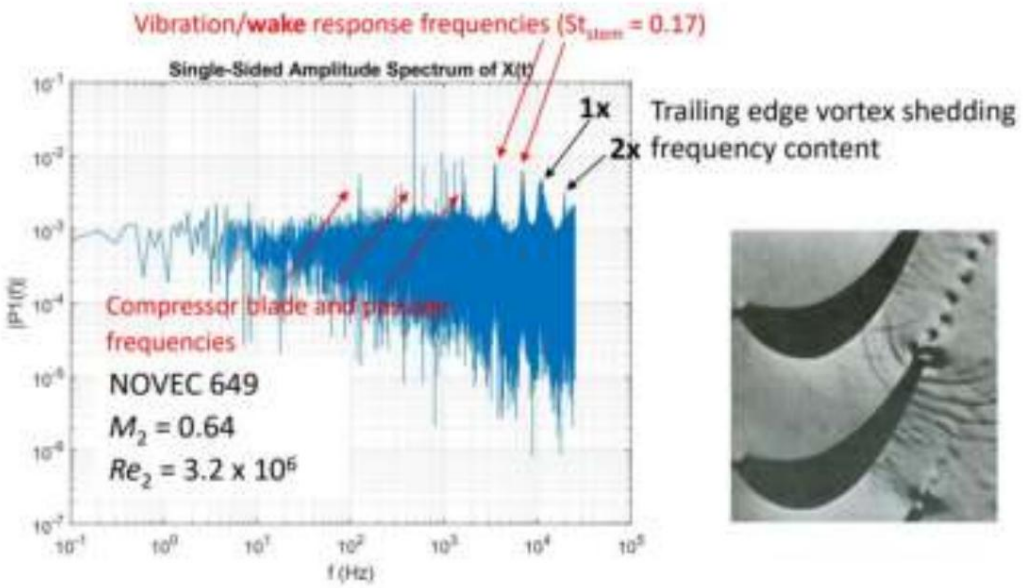


Рис. 25. Спектр мощности зонда ЦТА, установленного после каскада турбин (см. рис. 22), включая разбивку по частотному составу.

7. Заключительные

замечания. В то время как теоретическое исследование динамики неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD) имеет давнюю традицию, ее систематическое экспериментальное исследование является относительно молодой дисциплиной. На основе признанных методов измерения расхода несколько исследовательских групп разработали пневматические, оптические и термические методы, которые хорошо подходя Применение этих экспериментальных методов позволило получить интересное представление об аэродинамике и термодинамике неидеальных сжимаемых течений.

Можно ожидать, что разработка и использование методов измерения расхода будут продолжены. Например, использование зондов с несколькими отверстиями или высокоскоростных PIV- приложений до сих пор не было опубликовано в открытой литературе. Следовательно, методы измерения для NICFD — это область исследований, которая далеко не завершена.

В настоящее время влияние поведения реального газа на размерный анализ не до конца изучено. Следовательно, необходимы более детальные измерения, чтобы установить правильный набор чисел подобия для проектирования компонентов и расходомерных устройств, которые подвергаются неидеальным сжимаемым потокам.

Помимо проверки теории, методы измерения расхода NICFD предоставляют наборы данных, необходимые для проверки методов вычислительной гидродинамики (CFD). Поскольку числовые прогнозы потерь для турбомашин, как известно, неточны, возникнет необходимость в детальных измерениях расхода и потерь для каскадов турбин, работающих с органическими парами. В сочетании с надежными численными методами это исследование позволит разработать более эффективные турбины для энергосистем ORC.

Финансирование: Подготовка данного обзорного документа не получала внешнего финансирования, за исключением финансовой поддержки DFG (номер гранта: Wi 1840) в отношении исследования методов измерения и применения турбин ORC (под названием проекта «REGAL-ORC»), которое получает высокую оценку автора.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Автору этого обзора посчастливилось в течение многих лет дискутировать с выдающимися экспертами по теме этого обзора. Среди многочисленных коллег и их вклада автор хотел бы отметить ценные предложения.

Machine Translated by Google

Андреа Спинелли, Милан, Эндрю Уиллер, Кембридж, и Адам Хэд из Делфта. Без
исключительные усилия членов команды CLOWT в течение многих лет исследований в Мюнстере
Университета прикладных наук, автор этой статьи вряд ли сможет дать обзор
методы измерения для NICFD. Таким образом, особая благодарность выражается Феликсу Рейнкеру, Максу
Пассманн (сейчас Рурский университет в Бохуме, Германия), Леандер Хаке, Стефан Зундермайер и
нескольким другим сторонникам CLOWT. В заключение автор хотел бы выразить свою благодарность
редактор этого журнала Марчелло Манна, который существенно поддержал эту инициативу обзора.

Конфликты интересов: Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Номенклатура

A	коэффициент корреляции теплопередачи, V2
a	скорость звука, м/с
Б	коэффициент корреляции теплопередачи
c	скорость, м/с
c_p	изобарная теплоемкость, Дж/(кг К)
$c_{\text{резюме}}$	изохорная удельная теплоемкость, Дж/(кг К)
Э	электрическое напряжение, В
	функция, -
фф	Массовая сила, м/с2
$h_{\text{час}}$	удельная энтальпия, Дж/кг
$l_{\text{л}}$	длина, м
Ма	Число Маха, -
п	давление, Па
Пр	Число Прандтля, -
Р	удельная газовая постоянная, Дж/(кг К)
Ре	Число Рейнольдса, -
С	коэффициент чувствительности, -
С	тензор напряжений, Па/м
с	удельная энтропия, Дж/(кг К)
ул.	Число Струхаля, -
Т	температура, К
т	время, с
$u_{\text{ты}}$	скорость, м/с
в	удельный объем, м3/кг
ш	вектор скорости, м/с
З	коэффициент сжимаемости, -

Греческие символы

α	угол,
Г	фундаментальная производная, -
γ	показатель изэнтропы, -
ρ	плотность, кг/м3
λ	теплопроводность, Вт/(м К)
μ	динамическая вязкость, Па с
η	Колмогоровская шкала длины, м
η	эффективность, -
Ф	вязкая диссипация, Па2
φ	коэффициент расхода, -

Индексы

c	критическая точка
o	состояние тотального или застоя
1	приток или выше зонда Пито
2	выход или после ударной волны зонда Пито

Надстрочный индекс

′	колеблющаяся часть

Machine Translated by Google

Ссылки

1. Колонна, П.; Казати, Э.; Трапп, К.; Матийссен, Т.; Ларджола, Дж.; Турунен-Саарешти, Т.; Ууситало, А. Органические энергетические системы с циклом Ренкина: от концепции к современным технологиям, приложениям и взглядам на будущее. ASME J. Инженер. Газовая турбина. Power 2015, 137, 100801. [CrossRef]

2. Макки, Э.; Астольфи, М. (ред.) Органический цикл Ренкина (ORC) Энергетические системы: технологии и приложения; Издательство Вудхед: Кембридж, Великобритания, 2016 г.

3. Уайт, МТ; Бьянки, Г.; Чай, Л.; Тассу, ЮАР; Сайма, А.И. Обзор технологий и систем сверхкритического CO2 для энергетики поколение. Прил. Терм. англ. 2021, 185, 116447. [CrossRef]

4. Клювик А. Нелинейные волны в реальных жидкостях; Шпрингер: Вена, Австрия, 1991 г.

5. Клювик А. Справочник по ударным волнам. В теории ударных волн: удары разрежения; Академическое издательство: Кембридж, Массачусетс, США, 2001 г.; Том 1, стр. 339–411.

6. Клювик А. Шоковые разрывы: от классических к неклассическим потрясениям. Акта Мех. 2018, 229, 515–533. [Перекрестная ссылка]

7. Рейнольдс, У.К.; Колонна, П. Термодинамика: основы и инженерные приложения; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 2018.

8. Гуардоне, А.; Колонна, П.; Уиллер, А. (ред.) 1-й международный семинар по динамике неидеальных сжимаемых жидкостей для движения и энергетики. J. Физическая конференция. Сер. 2017, 821, 011001. [CrossRef]

9. Дюэм П. О распространении ударных волн в жидкостях. З. Физ. хим. 1909, 69, 169–186. [Перекрестная ссылка]

10. Беккер Р. Штосвелле и детонация. З. Фюр Физ. 1922, 8, 321–362. [Перекрестная ссылка]

11. Бете Х.А. Теория ударных волн для произвольного уравнения состояния; Отчет № 545; Управление научных исследований и Разработка: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1942 г.

12. Зельдович Ю.Б. О возможности ударных волн разрежения. Ж. Эксп. Теор. Физ. 1946, 4, 363–364.

13. Томпсон П.А. Фундаментальная производная в газовой динамике. Физ. Жидкости 1971, 14, 1843–1849. [Перекрестная ссылка]

14. Андерсон, В.К. Численное исследование использования гексафторида серы в качестве испытательного газа в аэродинамической трубе. AIAA J. 1991, 29, 2179–2180. [Перекрестная ссылка]

15. Андерс, Дж. Б. Исследования в аэродинамической трубе тяжелого газа в Исследовательском центре Лэнгли. Бумага ASME. В материалах конференции Fluids Engineering Conference, Вашингтон, округ Колумбия, США, 20–24 июня 1993 г., спонсируемой отделом Fluids Engineering Division, 93-FE-5.

16. Андерс, Дж.Б.; Андерсон, ВК; Мурти А.В. Использование тяжелого газа для увеличения чисел Рейнольдса в трансзвуковых аэродинамических трубах. В материалах 20-й конференции AIAA по передовым технологиям измерений и наземных испытаний, Альбукерке, Нью-Мексико, США, 15–18 июня 1998 г. AIAA-98-2882.

17. Рист, Д. Динамик Реалер Газе; Шпрингер: Берлин, Германия, 1996.

18. Бончинелли, П.; Рубечини, Ф.; Арноне, А.; Чеккони, М.; Кортезе, К. Эффекты реального газа в потоках турбомашин: вычислительная жидкость динамическая модель для быстрых вычислений. ASME Дж. Турбомах. 2004, 126, 268–276. [Перекрестная ссылка]

19. Брун, К.; Фридман, П.; Деннис Р. (ред.) «Основы и применение энергетических циклов на основе сверхкритического диоксида углерода»; Вудхед Издательство: Состон/Кембридж, Великобритания, 2017 г.

20. Хед, А.Дж. Новые эксперименты по исследованию динамики неидеальной сжимаемой жидкости: ОРХИДЕЯ и первые результаты оптических измерений. доктор философии Диссертация, TU Delft, Делфт, Нидерланды, 2021.

21. Ландау Л.Д. Об ударных волнах. Дж. Физ. СССР 1942, 6, 229–230.

22. Хейс В.Д. Основные теории газодинамических разрывов. В основах газодинамики; Издательство Принстонского университета: Принстон, Нью-Джерси, США, 1958; Том 2.

23. Вимеркати, Д.; Гори, Г.; Спинелли, А.; Гуардоне, А. Неидеальное влияние на типичный характер ударной нагрузки на задней кромке лопаток турбины Orc. Energy Procedia 2017, 129, 1109–1116. [Перекрестная ссылка]

24. Колонна, П.; Наннан, Северная Каролина; Гуардоне, А.; ван дер Стелт, Т.П. О вычислении фундаментальной производной газовой динамики используя уравнение состояний. Равновесия жидкой фазы 2009, 286, 43–54. [Перекрестная ссылка]

25. Моррен С.Х. Трансзвуковая аэродинамика плотных газов; НАСА ТМ-103722; Исследовательский центр Льюиса: Кливленд, Огайо, США, 1991 г.

26. Леммон, И.В.; Хубер, МЛ; МакЛинден, Справочная база данных MO NIST 23: Термодинамические и транспортные свойства эталонной жидкости. РЕФПРОП, версия 9.1; Программа стандартных справочных данных: Гейтерсбург, Мэриленд, США, 2013 г.

27. Траупель, В. Циркуляционный газ. Форш. Инж. 1952, 18, 3–9. [Перекрестная ссылка]

28. Траупель, В. Thermische Turbomaschinen – Erster Band, 2-е изд.; Шпрингер: Берлин, Германия, 1966 г.; Глава 1.

29. Куременос, Д.А.; Антонопулос, К.А. Показатели изоэнтропы реальных газов и их применение для воздуха при температурах от 150 K до 450 K. Acta Mech. 1986, 65, 81–99. [Перекрестная ссылка] 30. Аус дер Више, С.; Рейнкер, Ф. Анализ размеров и законы работы турбомашин с потоком органических паров. Энергия 2022, 257, 124635. [CrossRef]

31. Тейлор, Э.С. Анализ размеров для инженеров; Кларендон: Оксфорд, Великобритания, 1974.

32. Дейц, М.Э.; Трояновский, Б.М. Untersuchung und Berechnung Axialer Turbinenstufen; VEB Verlag Technik: Берлин, Германия, 1973 г.

33. Турунен-Саарешти, Т.; Ууситало, А.; Хонкатукиа, Дж. Проектирование и испытания высокотемпературного испытательного стенда микро-ORC с использованием силоксана в качестве рабочей жидкости. В журнале физики: серия конференций; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2017 г.; Том 821, с. 012024.

34. Сьюме, младший; Питерс, М.; Кунте, Х. Проектирование и испытание сверхзвукового турбогенератора ORC мощностью 10 кВт. В журнале физики: конференция Ряд; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2017 г.; Том 821, с. 012023.

Machine Translated by Google

35. Парк, Б.С.; Усман, М.; Имран, М.; Песиридис, А. Обзор тенденций экспериментальных данных органического цикла Ренкина. Конверторы энергии. Менеджер. 2018, 173, 679–691. [Перекрестная ссылка]
36. Спинелли, А.; Гуардоне, А.; Де Серви, К.; Колонна, П.; Рейнкер, Ф.; aus der Wiesche, C.; Робертсон, М.; Мартинес-Ботас, РФ Экспериментальные установки для неидеальных течений сжимаемого пара. ЭРКОФТАК Бюлл. 2020, 124, 59–66.
37. Брэдли Дж. Ударные волны в химии и физике; Чепмен и Холл: Лондон, Великобритания, 1962.
38. Гейдон, А.Г.; Херл, И.Р. Ударная трубка в химической физике высоких температур; Чепмен и Холл: Лондон, Великобритания, 1963 год.
39. Солоухин Р.И. Ударные волны и детонация в газах; Mono Books: Балтимор, Мэриленд, США, 1966.
40. Баумгертнер, Д.; Выдра, Джей-Джей; Уиллер, А.П. Влияние показателя изэнтропы на околозвуковые характеристики турбины. ASME Дж. Турбомах. 2020, 142, 081007. [CrossRef]
41. Дура Галиана, Ф.Дж.; Уиллер, АР; Онг, Дж. Исследование потерь на заднем фронте в турбинах с органическим циклом Ренкина. В материалах ASME Turbo Expo 2015: Техническая конференция и выставка турбин, Монреаль, Квебек, Канада, 15–19 июня 2015 г. GT2015-42920, V02AT38A020, 12 стр.
42. Фергасон, Ш.; Гуардоне, А.; Аггроу, Б.М. Строительство и проверка ударной трубы из плотного газа. Дж. Термофиз. Теплопередача. 2003, 17, 326–333. [Перекрестная ссылка]
43. Колонна, П.; Гуардоне, А.; Наннан, Северная Каролина; Замфиреску, К. Конструкция гибкой асимметричной ударной трубы из плотного газа. ASME J. Жидкости англ. 2008, 130, 034501. [CrossRef]
44. Матийссен, Т.; Галло, М.; Казати, Э.; Наннан, Северная Каролина; Замфиреску, К.; Гуардоне, А.; Колонна, П. Гибкая асимметричная ударная трубка (FAST): установка с трубкой Людвига для измерения распространения волн в высокотемпературных парах органических жидкостей. Эксп. Жидкости 2015, 56, 195. [CrossRef]
45. Чандрасекаран, НБ; Мишелис, Т.; Мерсье, Б.; Колонна, П. Предварительные эксперименты с высокотемпературными парами органических жидкостей в асимметричной ударной трубе для экспериментов на волнах разрежения (ASTER). В материалах 4-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD2022), Городской университет, Лондон, Великобритания, 3–4 ноября 2022 г.
46. Деттлефф Г.; Томпсон, Пенсильвания; Мейер, Э.А.; Спекманн, Х. Экспериментальное исследование ударных волн сжижения. Дж. Гидромеханика. 1979, 95, 279–304. [Перекрестная ссылка]
47. Деттлефф, Г.; Томпсон, Пенсильвания; Мейер Е.А. Первые экспериментальные результаты по изучению ударных волн сжижения в органических жидкостях. Арх. Мех. 1976, 28, 827–836.
48. Дафф К. Неравновесная конденсация углекислого газа в сверхзвуковых соплах. доктор философии Диссертация, Массачусетский технологический институт, Кембридж, Массачусетс, США, 1966 год.
49. Леттьери, К.; Ян, Д.; Спакошки З. Исследование эффектов конденсации в компрессорах сверхкритического диоксида углерода. АСМЭ Дж. англ. Gas Turbine Power 2015, 137, 082602. [CrossRef]
50. Спинелли А.; Доссена, В.; Гаэтани, П.; Оснаги, К.; Коломбо, Д. Проектирование испытательной установки для органических паров. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2010, Глазго, Великобритания, 14–18 июня 2010 г.
51. Спинелли, А.; Доссена, В.; Гаэтани, ПП; Казелла Ф. Проектирование, моделирование и изготовление испытательной установки для органических паров. АСМЭ Дж. англ. Газовая турбина. Власть 2013, 135, 10. [CrossRef]
52. Спинелли, А.; Гуардоне, А.; Коцци, Ф.; Камми, Г.; Чели, Р.; Зокка, М.; Гаэтани, П.; Доссена, В. Экспериментальное наблюдение неидеального течения паров силоксана в сопле МДМ. В материалах 3-го международного семинара по энергосистемам ORC, Брюссель, Бельгия, 12–14 октября 2015 г.
53. Спинелли, А.; Коцци, Ф.; Камми, Г.; Зокка, М.; Гаэтани, П.; Доссена, В.; Гуардон, А. Предварительная характеристика расширяющегося потока паров силоксана МДМ. В журнале физики: серия конференций; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2017 г.; Том 821, с. 012022.
54. Спинелли, А.; Камми, Г.; Конти, СС; Галларини, С.; Зокка, М.; Коцци, Ф.; Гаэтани, П.; Доссена, В.; Гуардоне, А. Экспериментальное наблюдение и термодинамическое моделирование неидеальных расширяющихся потоков паров силоксана МДМ для применений ORC. Энергетика 2019, 168, 285–294. [Перекрестная ссылка]
55. Робертсон, МС; Ньютон, П.Дж.; Чен, Т.; Мартинес-Ботас, РФ Разработка и ввод в эксплуатацию установки продувки плотных паров газа. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2019, Финикс, Аризона, США, 17–21 июня 2019 г. GT2019-91609.
56. Робертсон, МС; Ньютон, П.Дж.; Чен, Т.; Косталл, А.; Мартинес-Ботас, РФ Экспериментальное и численное исследование сверхзвука неидеальные потоки для приложений органического цикла Ренкина. ASME J. Инженер. Газовые турбины Power 2020, 142, 081007. [CrossRef]
57. Диксон, С.Л.; Холл, Калифорния. Механика жидкости и термодинамика турбомашин, 6-е изд.; Баттерворт-Хайнеманн: Берлингтон, Массачусетс, США, 2010.
58. Хирш, К. (ред.) Передовые методы каскадного тестирования; НАТО, AGARDograph 328; Specialized Printing Services Limited: Лоутон, Великобритания, 1993 г.; ISBN 92-835-0717-7.
59. Зивердинг, Ч. Х. Аэродинамическое развитие осевых лопаток турбомашин. В области термодинамики и гидромеханики турбомашин; Уцер А.С., Стоу П., Хирш К., ред.; Серия НАТО ASI: Дордрехт, Нидерланды, 1985 г.; Том 1.
60. Рейнкер, Ф.; Хассельманн, К.; aus der Wiesche, C.; Кениг, Е.Ю. Термодинамика и гидромеханика закрытой лопастной каскадной аэродинамической трубы для органических паров. ASME J. Инженер. Gas Turbine Power 2015, 138, 052601. [CrossRef]
61. Рейнкер, Ф.; Кениг, ЕУ; Пассманн, М.; aus der Wiesche, S. Органическая аэродинамическая труба с замкнутым контуром (CLOWT): Конструкция, компоненты и система управления. В материалах ORC2017 — 4-го международного семинара по энергосистемам ORC, Милан, Италия, 13–15 сентября 2017 г.; стр. 200–207.

Machine Translated by Google

62. Рейнкер, Ф.; Кениг, EY; aus der Wiesche, S. CLOWT: Многофункциональная испытательная установка для исследования потоков органических паров. В материалах 5-й совместной американо-европейской летней конференции по разработке жидкостей ASME 2018, Монреаль, Квебек, Канада, 15–20 июня 2018 г.

63. Рейнкер, Ф.; Кениг, EY; aus der Wiesche, S. Аэродинамическая труба с закрытым контуром для органических паров (CLOWT: Ввод в эксплуатацию и опыт эксплуатации. В материалах ORC2019 — 5-го международного семинара по энергетическим системам ORC, Афины, Греция, 9–11 сентября 2019 г.).

64. Хейк, Л.; Рейнкер, Ф.; Вагнер, Р.; aus der Wiesche, C.; Шац, М. Потеря профиля лопаток, изготовленных с применением аддитивных технологий, для турбин с органическим циклом Ренкина. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 11. [CrossRef]

65. Уайт, МТ; Сайма А.И. Проектирование сверхзвуковой испытательной установки с оптическим доступом и замкнутым контуром для органических паров. В материалах ASME Turbo Expo 2018, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г. GT2018-75301.

66. Бир, К.; Эрлер, Ф.; Харц, У.; Киссау, Г. Zur Berechnung von Düsenströmungen stark realer Gase. Форш. Дг. Уэс. 1977, 43, 175–184. [Перекрестная ссылка]

67. Голова А.; Де Серви, К.; Казати, Э.; Пини, М.; Колонна, П. Предварительный проект ORCHID: установка для изучения динамики неидеальных сжимаемых жидкостей и тестирования расширителей ORC. В материалах ASME Turbo Expo 2016, Сеул, Южная Корея, 13–17 июня 2016 г. GT2016-56103.

68. Бельтрам, Ф.; Руководитель, Эй Джей; Де Серви, К.; Пини, М.; Шриер, Ф.; Колонна, П. Первые эксперименты и ввод в эксплуатацию испытательной секции сопел ORCHID. В NICFD 2020: Материалы 3-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости для двигательных установок; Пини, М., Ред.; Серия ЭРКОФТАК; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2021 г.; Том 28, стр. 169–178. [Перекрестная ссылка]

69. Уайт, М. Практикум по экспериментально-испытательной базе. В материалах 4-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD2022), Городской университет, Лондон, Великобритания, 3–4 ноября 2022 г.

70. Брэдшоу П. Экспериментальная механика жидкости; Pergamon Press: Оксфорд, Великобритания, 1970.

71. Брэдшоу, П. Введение в турбулентность и ее измерение; Pergamon Press: Оксфорд, Великобритания, 1971.

72. Экельманн, Х. Einführung в Die Strömungsmeßtechnik; Тойбнер: Штутгарт, Германия, 1997.

73. Ниче, В.; Брунн, А. Стрёмунгсмесстехник; Springer-VDI: Берлин, Германия, 2006 г.

74. Тропея, К.; Ярин, Ал.; Фосс, Дж. Ф. (ред.) Справочник Springer по экспериментальной механике жидкостей; Шпрингер: Берлин, Германия, 2007.

75. Хан, Ж.-К.; Райт, Л. Экспериментальные методы теплопередачи и механики жидкостей; CRC Press: Бока-Ратон, Флорида, США, 2022 г.

76. Липманн, Х.В.; Рошко А. Элементы газодинамики; Джон Уайли и сыновья: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1957 год.

77. Джон, Дж. Э.; Кейт, TG Gas Dynamics, 3-е изд.; Пирсон: Аппер-Сэдл-Ривер, Нью-Джерси, США, 2006 г.

78. Фолсом, Р.Г. Обзор трубок Пито. Пер. Являюсь. Соц. Мех. англ. 1956, 78, 1447–1460. [Перекрестная ссылка]

79. Мур, МД; Зивердинг, Ч. Х. Двухфазный поток пара в турбинах и сепараторах: теория, приборостроение, техника; полушарие Издательство: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1976 г.; Том 1.

80. Мурти, С.; Леонард, М.; Эресман, К. Датчик давления застоя для потока воздуха с содержанием капель. Дж. Пропуль. 1986, 2, 195–196. [Перекрестная ссылка]

81. Харбек Дж.; Гейст, С.; Шац, М. Подход к измерению общего напора в следах и у торцевых стенок в условиях сильного запотевания. В материалах ASME Turbo Expo 2021, виртуально, 7–11 июня 2021 г. GT2021-59190.

82. Конти, К.; Фюсетти, А.; Спинелли, А.; Гуардоне, А. Ударные потери и измерения трубкой Пито в неидеальных сверхзвуковых и дозвуковых потоках органических паров. В материалах 6-го международного семинара по энергосистемам ORC, Мюнхен, Германия, 11–13 октября 2021 г.; п. 81.

83. Конти, К.; Фюсетти, А.; Спинелли, А.; Гаэтани, П.; Гуардоне, А. Пневматическая система для измерения давления датчиком в переходных процессах. потоки неидеальных паров, подверженных линейной конденсации. Размер 2022, 192, 110802. [CrossRef]

84. Конти, К.; Фюсетти, А.; Спинелли, А.; Гуардоне, А. Измерения ударных потерь в неидеальных сверхзвуковых потоках органических паров. Эксп. Жидкости 2022, 63, 117. [CrossRef]

85. Рейнкер, Ф.; Вагнер, Р.; Пассманн, М.; Хейк, Л.; Аус дер Више, С. Характеристики зонда Пито с вращающимся цилиндром в высоких дозвуковых потоках неидеального газа. В NICFD 2020 — ERCOFTAC Series 28; Пини М., де Серви К., Спинелли А., ди Маре Ф., Гуардоне А., ред.; Springer International Publishing: Чам, Швейцария, 2021 г.; стр. 144–152. [Перекрестная ссылка]

86. Аус дер Више, С.; Рейнкер, Ф.; Вагнер, Р.; Хейк, Л.; Пассманн, М. Критические и удушающие числа Маха для потоков органических паров через каскады турбин. В материалах ASME Turbo Expo 2021, виртуально, 7–11 июня 2021 г. GT2021-59013.

87. Дура Галиана, Ф.Дж.; Уилер, АР; Онг, Дж. Исследование потерь на заднем фронте в турбинах с органическим циклом Ренкина. Учеб. АСМЭ Дж. Турбомах. 2016, 138, 121003. [CrossRef]

88. Рейнкер, Ф.; Вагнер, Р.; Хейк, Л.; aus der Wiesche, S. Высокий дозвуковой поток органического пара мимо круглого цилиндра. Эксп. Жидкости 2021, 62, 54. [CrossRef]

89. Манфреди, М.; Персико, Г.; Спинелли, А.; Гаэтани, П.; Доссена, В. Стратегия измерения потерь в каскадах сверхзвуковых лопаток ORC. В материалах 4-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD2022), Городской университет, Лондон, Великобритания, 3–4 ноября 2022 г.

90. Манфреди, М.; Спинелли, А.; Персико, Г.; Гаэтани, П.; Доссена, В. Эксперименты с азотом на сверхзвуковом линейном каскаде для приложений ORC. В материалах XXVI двухгодичного симпозиума по методам измерения в турбомашиностроении, Пиза, Италия, 28–30 сентября 2022 г.

91. Баумгертнер, Д. Эффекты реального газа в турбинах ORC. доктор философии Диссертация, Кембриджский университет, Кембридж, Великобритания, 2020 г. [CrossRef]

92. Уайлер, Дж. С. Эффекты блокировки зонда в свободных струях и закрытых туннелях. ASME J. Инженер. Власть 1975, 97, 509–514. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

93. Тракенмюллер, Ф.; Реннер, М.; Стеттер, Х.; Хозенфельд, Х. Эффекты блокировки трансзвукового зонда в калибровочной аэродинамической трубе и проходе лопаток статора. В материалах ASME Turbo Expo 1996, Бирмингем, Великобритания, 10–13 июня 1996 г.; стр. 1–8.
94. Лэнгфорд, RW; Кили, КР; Вуд, Н.Б. Исследование трансзвуковых калибровочных характеристик датчиков статического давления турбины. В материалах Международной конференции и выставки газовых турбин ASME 1982 г., Лондон, Великобритания, 18–22 апреля 1982 г. Документ ASME, № 82-GT-280.
95. Сквайр, Л.С. Влияние опор зондов на измерения в паровых турбинах. В материалах ASME 1986 International Gas. Конференция и выставка по турбинам, Дюссельдорф, Германия, 8–12 июня 1986 г. Документ ASME, № 86-GT-213.
96. Дюкре, К. Метод коррекции измерений давления на стенку в дозвуковом сжимаемом потоке. ASME J. Fluids Eng. 1991, 113, 256–260. [Перекрестная ссылка]
97. Спинелли, А.; Камми, Г.; Галларини, С.; Зокка, М.; Коцци, Ф.; Гаэтани, П.; Доссена, В.; Гуардоне, А. Экспериментальные доказательства неидеальных эффектов сжимаемости при расширении потока пара с высокой молекулярной сложностью. Эксп. Жидкости 2018, 59, 126. [CrossRef]
98. Шольмайер, Ж.-Н.; aus der Wiesche, S. Удобная для пользователя процедура обработки данных зонда Пито для неидеальных потоков газа. Энергия 2022, 261, 125143. [CrossRef]
99. Пассманн, М.; aus der Wiesche, C.; Йоос, Ф. Одномерный аналитический метод расчета для получения нормальных ударных потерь в сверхзвуковых потоках реального газа. В журнале физики: серия конференций; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2017 г.; Том 821, с. 012004. [Перекрестная ссылка]
100. Спан, Р.; Вагнер, В. Уравнения состояния для технических приложений. I. Одновременно оптимизированные функциональные формы для неполярных и полярных жидкостей. Межд. Дж. Термофиз. 2003, 24, 1–39. [Перекрестная ссылка]
101. Колонна, П.; Наннан, Северная Каролина; Гуардоне, А.; Леммон, Э.В. Многопараметрические уравнения состояния некоторых силоксанов. Жидкая фаза Равновесия 2006, 244, 193–211. [Перекрестная ссылка]
102. Колонна, П.; Наннан, Северная Каролина; Гуардоне, А. Многопараметрические уравнения состояния силоксанов [(CH3)3-Si-O1/2]2-[O-Si-(CH3)2]i=1,...,3, и [O-Si-(CH3)2]6. Равновесия жидкой фазы 2008, 263, 115–130. [Перекрестная ссылка]
103. Тол, М.; Дубберке, Ф.Х.; Руткай, Г.; Виндманн, Т.; Кестер, А.; Спан, Р.; Врабец Дж. Фундаментальное уравнение корреляции состояний гексаметилдисилоксана на основе экспериментальных данных и данных молекулярного моделирования. Жидкофазные равновесия 2016, 418, 133–151. [Перекрестная ссылка]
104. Тол, М.; Дубберке, Ф.Х.; Баумхёггер, Э.; Врабец, Дж.; Спан, Р. Измерения скорости звука и фундаментальные уравнения состояния октаметилтрисилоксана и декаметилтетрасилоксана. Дж. Хим. англ. Данные 2017, 62, 2633–2648. [Перекрестная ссылка]
105. Гори, Г.; Молезини, П.; Персико, Г.; Гуардоне, А. Динамика неидеальной сжимаемой жидкости быстродействующих датчиков давления для измерения нестационарных потоков в турбомашинах. В журнале физики: серия конференций; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2017 г.; Том 821, с. 012005.
106. Коцци, Ф.; Спинелли, А.; Галларини, С.; Гуардон, А. Оптическая диагностика динамики неидеальной сжимаемой жидкости. Ркофтак Булл. 2020, 124, 67–72.
107. Руководитель, Эй-Джей; Новара, М.; Галло, М.; Шриер, Ф.; Колонна, П. Возможность измерения скорости изображения частиц для нетрадиционных низкоскоростных Потоки пара. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2019, 102, 589–594. [Перекрестная ссылка]
108. Сеттлс, Г.С. Шлирен и методы теневой графики: визуализация явлений в прозрачных средах; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2001.
109. Мерцкирх, В. Визуализация потока; Академическое издательство: Кембридж, Массачусетс, США, 1987.
110. Конти, СС; Спинелли, А.; Камми, Г.; Зокка, М.; Коцци, Ф.; Гуардоне, А. Шлирен-визуализации потоков неидеальной сжимаемой жидкости . В материалах 13-й Международной конференции по теплопередаче, механике жидкости и термодинамике (HEFAT 2017); ЭДАС: Мессина, Италия, 2017 г.; стр. 513–518.
111. Камми, Г. Методы измерения потоков неидеальных сжимаемых жидкостей: приложения к органическим жидкостям. доктор философии Диссертация, Миланский политехнический университет, лаборатория CREA, Милан, Италия, 2019.
112. Зокка, М.; Гуардоне, А.; Камми, Г.; Коцци, Ф.; Спинелли, А. Экспериментальное наблюдение косых ударных волн в стационарных неидеальных условиях. течет. Эксп. Жидкости 2019, 60, 101. [CrossRef]
113. Коцци, Ф.; Гёттлих, Э.; Анджелуччи, Л.; Доссена, В.; Гуардоне, А. Разработка фоно-ориентированной шлирен-техники с телецентрическими линзами для сверхзвукового потока. В журнале физики: серия конференций; Издательство IOP: Бристоль, Великобритания, 2017 г.; Том 778, с. 012006.
114. Ричард, Х.; Раффель, М. Принцип и применение метода фоно-ориентированного шлирена (BOS). Измер. наук. Технол. 2001, 12, 1576–1585. [Перекрестная ссылка]
115. Клинге, Ф.; Кирмсе, Т.; Компенханс, Дж. Применение количественного фоно-ориентированного шлирена (BOS): исследование крыла Tip Vortex в трансзвуковой аэродинамической трубе. Учеб. PSFVIP4 2003, 4097, 3–5.
116. Гольдхан, Э.; Сеуме, Дж. Техника фоно-ориентированного шлирена: чувствительность, точность, разрешение и применение к трехмерное поле плотности. Эксп. Жидкости 2007, 43, 241–249. [Перекрестная ссылка]
117. Венкатакришнан, Л.; Мейер, GE. Измерения плотности с использованием метода фоноориентированного шлирена. Эксп. Жидкости 2004, 37, 237–247. [Перекрестная ссылка]
118. Раффель, М. Фон-ориентированные шлирен-методы (BOS). Эксп. Жидкости 2015, 56, 1–17. [Перекрестная ссылка]
119. Клем, ММ; Заман, КБМК; Фэган, А. Ф.; Гленн, Н. Фон-ориентированный шлирен для изучения расстояния между ударными волнами в визжащей круговой струе. В материалах 50-го совещания AIAA по аэрокосмическим наукам, включая форум «Новые горизонты» и аэрокосмическую выставку, Нэшвилл, Теннесси, США, 9–12 января 2012 г.; стр. 1–12.

Machine Translated by Google

120. Киндлер, К.; Гольдхан, Э.; Леопольд, Ф.; Раффель, М. Последние разработки в области фонооориентированных шлирен-методов для лопастей несущего винта измерения концевого вихря. Эксп. Жидкости 2007, 43, 233–240. [Перекрестная ссылка]

121. Сундермайер, С.; Матар, К.; aus der Wiesche, C.; Циннелла, П.; Хейк, Л.; Глоерфельт, Х. Экспериментальное и численное исследование трансзвукового течения органического пара мимо круглого цилиндра. В материалах 4-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD2022), Городской университет, Лондон, Великобритания, 3–4 ноября 2022 г.

122. Пассманн, М.; aus der Wiesche, C.; Йоос, Ф. Фокусирующая шлирен-визуализация трансзвуковых потоков утечки из наконечников турбин. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2020, 5, 1. [CrossRef]

123. Шарден, Х. Die Schlierenverfahren und ihre Anwendungen. В Ergebnisse der Exakten Naturwissenschaften; Шпрингер: Берлин, Германия, 1942 г.; стр. 303–349.

124. Вайнштейн Л. Широкопольная фокусирующая шлирен-система высокой яркости. AIAA J. 1993, 31, 1250–1255. [Перекрестная ссылка]

125. Альбрехт, Х.-Э.; Дамашке, Н.; Борис, М.; Тропеа, К. Методы лазерного допплера и фазового допплера; Шпрингер: Берлин, Германия, 2013.

126. Галларини, С.; Коцци, Ф.; Спинелли, А.; Гуардоне, А. Прямые измерения скорости в высокотемпературных неидеальных потоках пара. Эксп. Жидкости 2021, 62, 199. [CrossRef]

127. Галларини, С.; Спинелли, А.; Коцци, Ф.; Гуардоне, А. Проектирование и ввод в эксплуатацию системы лазерной доплеровской велосиметрии для определения потоков неидеальных жидкостей. В материалах 12-й Международной конференции по теплопередаче, механике жидкости и термодинамике HEFAT, Коста-де-Соль, Испания, 11–13 июля 2016 г.

128. Вестервил, Дж.; Эльсинга, GE; Адриан, Р.Дж. Измерение скорости изображения частиц для сложных и турбулентных потоков. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2013, 45, 409–436. [Перекрестная ссылка]

129. Раффель, М.; Виллерт, СЕ; Уэрли, Северная Каролина; Компенханс, Дж. Скорость изображения частиц: практическое руководство; Шпрингер: Берлин, Германия, 2007.

130. Уэно, В.; Цуру, С.; Киноуэ, Ю.; Сиомо, Н.; Сетогучи, Т. PIV, измерение двухфазного потока газа и жидкости в сопле двуокиси углерода. В материалах конференции ASME-JSME-KSME по разработке жидкостей для суставов, Сеул, Республика Корея, 26–31 июля 2015 г. AJKFluids2015-20169.

131. Валори, В. Конвекция Рэлея-Бенара сверхкритической жидкости: (PIV) и исследование теплопередачи. доктор философии Диссертация, Делфтский университет Технологии, Делфт, Нидерланды, 2017.

132. Перри А. Анемометрия с горячей проволокой; Clarendon Press: Оксфорд, Великобритания, 1982.

133. Фингерсон, Л.; Фреймут, П. Термальные анемометры. В измерениях механики жидкости; Гольдштейн Р., ред.; Полушарие: Вашингтон, Округ Колумбия, США, 1983 г.

134. Ломас, К. Основы анемометрии с горячей проволокой; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 1986.

135. Брюун, Х.Х. Анемометрия с горячей проволокой: принципы и анализ сигналов; Издательство Оксфордского университета: Оксфорд, Великобритания, 1995.

136. Конт-Белло, Г. Термоанемометрия. Анну. Преподобный Fluid Mech. 1976, 8, 209–231. [Перекрестная ссылка]

137. Ковашнай Л.С. Термоанемометр в сверхзвуковых потоках. Дж. Аэронавт. наук. 1950, 17, 565–584. [Перекрестная ссылка]

138. Спангенберг В.Г. Характеристики тепловых потерь термоанемометров различной плотности в трансзвуковом и сверхзвуковом потоке; НАКА Тех. Примечание № 3381; Национальный консультативный комитет по аэронавтике: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1955 г.

139. Морковин М.В. Колебания и термоанемометрия в сжимаемых потоках; АГАРДограф № 24; НАТО: Париж, Франция, 1956 г.

140. Хорстман, СС; Роуз, У.К. Анемометрия с горячей проволокой в трансзвуковом потоке. Журнал AIAA 1977, 15, 395–401.

141. Роуз, туалет; МакДэйд, Е.П. Измерение турбулентности в трансзвуковом потоке. AIAA J. 1977, 15, 1368–1370. [Перекрестная ссылка]

142. Стейнбек, ПК; Джонсон, СВ; Баснетт, СВ Предварительные измерения скорости, плотности и общих колебаний температуры в сжимаемом дозвуковом потоке. В материалах 21-го собрания AIAA по аэрокосмическим наукам, Рино, Невада, США, 10–13 января 1983 г. AIAA-83-0384.

143. Стейнбек, ПК. Некоторые влияния приблизительных значений скорости, плотности и общей чувствительности к температуре на результаты анемометра с горячей проволокой. В материалах 24-го собрания AIAA по аэрокосмическим наукам, Рино, Невада, США, 6–9 января 1986 г. AIAA-86-0506.

144. Стейнбек, ПК; Нагабушана, К.А. Обзор: Анемометрия с горячей проволокой в трансзвуковых и дозвуковых сдвиговых течениях. ASME Fluids Eng. 1997, 119, 14–18. [Перекрестная ссылка]

145. Моталлеби Ф. Обзор метода горячей проволоки в двумерных сжимаемых потоках. Прог. Аэрокосмическая наука. 1994, 30, 267–294. [Перекрестная ссылка]

146. Джонстон, Р.; Флитер, С. Калибровка горячей проволокой сжимаемого потока. Эксп. Жидкости 1997, 22, 444–446. [Перекрестная ссылка] 147. де Соуза,

Ф.; Тавуларис, С. Реакция горячей проволоки в высокодозвуковом потоке. В трудах 37-й конференции AIAA по аэрокосмическим наукам. Встреча и выставка, Рино, Невада, США, 11–14 января 1999 г. AIAA-99-0310.

148. Цукурел, Б.; Акарер, С.; Артс, Т. Новый взгляд на методологию высокоскоростной калибровки с помощью перекрестной горячей проволоки. Эксп. Жидкости 2012, 53, 1073–1085. [Перекрестная ссылка]

149. Рейнкер, Ф.; Аус дер Више, С. Применение термоанемометрии в режиме сильного дозвукового течения органических паров. В NICFD 2020 — ERCOFTAC Series 28; Пини М., де Серви К., Спинелли А., ди Маре Ф., Гуардоне А., ред.; Springer International Publishing: Чам, Швейцария, 2021 г.; стр. 135–143.

150. Хейк, Л.; Сундермайер, С.; Цакиевский Л.; Боймер, Дж.; aus der Wiesche, C.; Матар, К.; Циннелла, П.; Глоерфельт, Х. Анемометрия с горячей проволокой в высоких дозвуковых потоках органических паров. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2022, Роттердам, Нидерланды, 13–17 июня 2022 г. GT2022-81686.

151. Хейк, Л.; aus der Wiesche, C.; Сундермайер, С.; Бьеннер, А.; Глоерфельт, Х.; Циннелла, П. Затухающая турбулентность, создаваемая сеткой в потоке органического пара. В материалах 4-го международного семинара по динамике неидеальной сжимаемой жидкости (NICFD2022), Городской университет, Лондон, Великобритания, 3–4 ноября 2022 г.

Machine Translated by Google

152. Джонс, Г.С. Требования к аэродинамической трубе для калибровки горячей проволокой. В материалах 18-го аэрокосмического наземного испытания AIAA. Встреча, Колорадо-Спрингс, Колорадо, США, 20–23 июня 1994 г. AIAA-94-2534.

153. Явузкурт С. Руководство по анализу неопределенности данных, полученных с помощью горячей линии. ASME J. Fluids Eng. 1984, 106, 181–186. [Перекрестная ссылка]

154. Смоляков А.В.; Ткаченко В.М. Измерение турбулентных пульсаций; Шпрингер: Берлин, Германия, 1983.

155. Вингаард, Дж. К. Измерение мелкомасштабной турбулентной структуры с помощью горячих проводов. Дж. Наук. Инструмент. 1968, 1, 1105–1108. [Перекрестная ссылка]

156. Хейк, Л.; Сундермайер, С.; aus der Wiesche, C.; Бьеннер, А.; Глоерфельт, Х.; Матар, К.; Циннелла, П. Обработка данных термоанемометрической анемометрии с помощью CFD для потоков сжимаемых органических паров. В материалах XXVI двухгодичного симпозиума по методам измерения в турбомашиностроении, Пиза, Италия, 28–30 сентября 2022 г.

157. Вайс Дж.; Чокани, Н.; Конт-Белло, Г. Использование анемометров постоянной температуры и постоянного напряжения в потоке со скоростью 2,5 Маха. АИАА Дж. 2005, 43, 1140–1143. [Перекрестная ссылка]

158. Рёдигер, Т.; Дженкинс, С.; Кнаусс, Х.; Вольферсдорф, Дж.; Гайсбауэр, У.; Кремер, Э. Измерения теплопередачи с временным разрешением на верхней стенке ребристого канала с использованием нового датчика теплового потока — Часть I: Датчик и контрольные показатели. ASME Дж. Турбомах. 2008, 130, 011018. [CrossRef]

159. Зивердинг, К.; Манна, М. Обзор течения на задней кромке турбины. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2020, 5, 10. [CrossRef]

160. Зивердинг, Швейцария; Хайнеманн, Х. Влияние состояния пограничного слоя на срыв вихрей с плоских пластин и турбинных каскадов. ASME Дж. Турбомах. 1990, 112, 181–187. [Перекрестная ссылка]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Переходное 3D CFD-моделирование турбины Пелтона — A Современный подход к разработке и оптимизации Pelton †

Лукас Сандмайер *, Петер Мейсбургер и Хельмут Бениньи *

Институт машиностроения с гидравлическими жидкостями, Технологический университет Граца, Коперникусгассе 24/4, 8010 Грац, Австрия * Адрес для переписки: lukas.sandmaier@tugraz.at (LS); helmut.benigni@tugraz.at (HB); Тел.: +43-316-873-8074 (LS)

† Этот документ был опубликован в материалах 18-й конференции по моделированию потока жидкости (CMFF'22), Будапешт, Венгрия, 30 августа – 2 сентября 2022 г.

Аннотация: Сложные условия потока в турбинах Пелтона затрудняют детальное понимание локальных процессов потока. Однако методы CFD открывают огромный потенциал для разработки и оптимизации турбин Пелтона из-за таких условий потока. В ходе комплексного исследования с использованием 3D-моделирования CFD был исследован прототип турбины Пелтона с шестью соплами и 19 ковшами. Во-первых, стационарное моделирование коллектора и моделирование нестационарного рабочего колеса было выполнено с помощью коммерческого CFD-кода на основе сетки, в котором использовались модель турбулентности с двумя уравнениями и однородная двухфазная модель. Затем, чтобы ограничить время моделирования, в модели бегуна была применена симметрия, а также стратегическое определение размера элемента сетки в выбранных блоках, представляющих больший интерес. После этого были проанализированы результаты моделирования. На основе первых результатов моделирования геометрия распределителя была изменена в итеративном процессе для уменьшения потерь и улучшения формы струи. Для совершенствования последнего было введено характеристическое число для количественной оценки вторичных потоков перед соплами, отрицательно действующих на форму струи. Кроме того, результаты моделирования рабочего колеса были проанализированы с особым вниманием к взаимодействию струи и ковша от начала до конца цикла соударения конкретного ковша. Наконец, из резюме можно сделать вывод о потенциальном повышении эффективности .

Ключевые слова: турбина Пелтона; вычислительная гидродинамика; гидроэнергетика; численное моделирование

check for updates

Цитирование: Сандмайер, Л.; Мейсбургер, П.; Бениньи, Х. Переходные процессы 3D CFD Моделирование турбины Пелтона — A Современный подход к развитию и оптимизации Pelton. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 10. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010010 .

Академические редакторы: Янош Габор Вад, Чаба Хорват и Тамаш Бенедек

Поступила: 23 января 2023 г.
Пересмотрено: 3 марта 2023 г.
Принято: 6 марта 2023 г.
Опубликовано: 9 марта 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Применение вычислительной гидродинамики (CFD) имеет долгую историю в исследовании , проектировании и оптимизации машин с гидравлической жидкостью. Это особенно верно для турбин Фрэнсиса и Каплана, которые в значительной степени могут быть переведены в стационарную задачу. Успех и опыт моделирования потока в турбинах Каплана и Фрэнсиса впоследствии привели к тому, что эта техника и ноу-хау также были применены к компонентам турбин Пелтона [1].

Из-за совершенно другого принципа работы турбин Пелтона передача ноу-хау происходила на разных этапах. Исследование началось с компонентов, которые легче моделировать, а именно с распределителя и сопла, поток которых в основном однофазный. Поток в распределителе, включая сопла, исследовался в однофазной установке на заре численного моделирования гидравлики Пелтона в [1].
Сделаны выводы о возможных потерях и возмущающем влиянии на формирование струи. За соплами течение двухфазное, что необходимо было учитывать при моделировании. Маггли и Чжан [2] провели моделирование формирования струи в двухфазном потоке на основе плоской числовой сетки с использованием периодичности вращения и сравнили результаты с экспериментальными данными. Однако ситуация оказывается гораздо сложнее при расследовании дела бегуна Пелтона. Что касается принципа ра

Machine Translated by Google

произошли более сложные явления потока, чем в случае с турбинами Каплана или Фрэнсиса. Например, переходное поведение необходимо учитывать при моделировании взаимодействия струи и ковша и потока в ковше. Кроме того, высокие градиенты давления, скорости и двух рассматриваемых фаз — воды и воздуха — еще больше усложняют численные исследования. Брызги воды и капли в корпусе турбины вызывают потери вентиляции из-за взаимодействия с рабочим колесом и струями, которые трудно отследить с помощью численного моделирования на основе сетки. На ранней стадии CFD-моделирование взаимодействия струи и ковша проводилось с использованием воздействия неподвижного ковша, как показано в [3]. С ростом производительности современных компьютеров и систем хранения данных возрастала и сложность численных исследований, проводимых на турбинах Пелтона. Это становится все более очевидным в численных экспериментах, включающих всю проточную часть турбины Пелтона, как показано в [4].

Прогресс в этой области позволяет лучше понять процессы потоков. Это также снижает зависимость от модельных тестов в процессе разработки, даже если полностью отказаться от них невозможно. В результате численное моделирование турбин Пелтона больше не используется только для теоретического анализа. Напротив, он уже пошел по пути разработки и оптимизации не только распределителя и форсунок, но и рабочего колеса турбины, как показал Жидонис в [5].

Во многих опубликованных работах по численному исследованию турбин Пелтона используется модель односопловой турбины, например, как в [5–7]. Однако предположим, что целью является исследование общих характеристик многосопловых турбин Пелтона. В этом случае иногда крайне важно учитывать все сопла в моделирующей установке. Только таким образом можно оценить опорожнение ковша и обнаружить возможные помехи струи, которые существенно влияют на общий рабочий режим.

При использовании кода Эйлера CFD количество необходимых ячеек сетки или узлов может значительно увеличиться, как и время моделирования. Эта деталь особенно существенна, когда сочетание количества сопел и количества ковшей данной турбины не позволяет добиться эффектов симметрии в окружном направлении. Именно таким случаем является турбина Пелтона , исследованная в настоящей статье, с шестисопловой турбиной и рабочим колесом с 19 лопатками.

В качестве альтернативы коду Эйлера CFD для анализа турбин Пелтона используются лагранжевы коды CFD, такие как гидродинамика сглаженных частиц (SPH) или быстрый лагранжев решатель (FLS) . Обзор применения SPH в турбинах Пелтона приведен в [8].

2. Численное моделирование

Численное моделирование и симуляция в этом исследовании были основаны на коммерческом коде Ansys CFX, версия 20.1. Этот код широко используется в машинах с гидравлической жидкостью, поскольку он дал хорошие результаты при моделировании турбин Пелтона с точки зрения точности. Тем не менее, это связано с большой продолжительностью моделирования и, соответственно, высокими численными затратами [9].

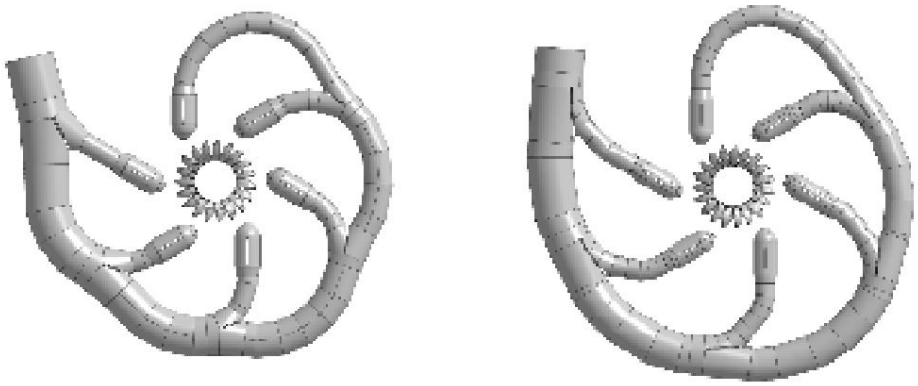
Численное исследование данной турбины Пелтона было разделено на две отдельные части. В первой части был проведен анализ распределителя Пелтона, в ходе которого интерес представляли гидравлические потери и форма струи. Поэтому расчеты проводились в одно- и двухфазной установке.

На втором этапе исследовалось поведение бегуна. Что касается моделирования рабочего колеса, основное внимание уделялось как общим характеристикам в виде гидравлического КПД, так и создаваемому крутящему моменту и оценке взаимодействия водометного ковша. Последнее было основано на анализе распределения давления на поверхности рабочего колеса и ситуации потока между струей и ковшом. В отличие от различных публикаций [10–12], численное исследование не охватывало ряд различных рабочих точек, касающихся изменения напора H или расхода Q. В этом случае скорее численно устойчивая и наиболее эффективная процедура моделирования Разработаны рабочие колеса турбины Пелтона. Эта процедура позволяет моделировать широкий спектр турбин, независимо от количества сопел или ковшей, и, наконец, позволяет провести численное относительное сравнение производительности рабочих колес с различной геометрией на основе одинакового варианта нагрузки.

Machine Translated by Google

2.1. Прототип модели турбины

В основу исследования легла геометрическая модель вертикальной шестисопловой турбины на масштаб прототипа. Окончательная конструкция распределителя и бегунка представляет собой результат итеративный процесс оптимизации конструкции, который должен снизить потери в дистрибьюторе и повысить производительность рабочего колеса турбины. Результат процесса оптимизации представляла собой совершенно новую конструкцию трамблера, основанную на изменениях общей компоновка и конструкция развилок по сравнению с базовой конструкцией, как показано на рисунке 1. Конструкция бегуна Пелтона была немного изменена по основным размерам. на протяжении всего исследования для повышения эффективности, что привело к использованию трех различных геометрий бегунов. Изменениям подвергались, например, длина, ширина, углы задней кромки, положение ковша и глубина ковша. Более того, незначительные изменения были внесены в отдельные геометрические детали. например, дизайн плева и кромки выреза.



(а) (б)

Рис. 1. Компоновка турбины: а — базовый проект; (б) окончательный проект.

Номинальная рабочая точка турбины задана с напором Hn 382 м и расход Qn 5,5 м3/с, в обоих случаях раскрытие сопла достигало 75%. Скорость вращения n была дано при 600 об/мин.

Критические размеры турбины приведены в таблице 1, где D обозначает делительный диаметр рабочего колеса, B внутренняя ширина ковшей, d0 диаметр струи и z количество ведер. Отношение D/B дает число, которое широко используется для характеристики Пелтоновские турбины.

Таблица 1. Основные размеры турбины.

Характерные размеры	Ценности
Д	1310,00 мм
Б	375,25 мм
д0	115,00 мм
Д/Б /	3.50
я	19

2.2. Численное моделирование дистрибьютора

Моделирование турбулентности в стационарном моделировании распределителя было выполнено. реализовано с помощью модели k-ω SST с автоматической функцией стенки.

Для моделирования условий адвекции использовалась схема высокого разрешения в ANSYS CFX. Кроме того, были установлены факторы релаксации для условий градиентно-зависимой адвекции, чтобы улучшить численная стабильность.

Для моделирования двухфазного потока существуют два разумных варианта: неоднородная модель и гомогенная модель. Первый из упомянутых использует набор консерваций уравнения для каждой жидкости с конкретными условиями, которые моделируют взаимодействие различных фазы [13]. Большее количество уравнений приводит к лучшей производительности по сравнению с

Machine Translated by Google

однородная модель [14]. С другой стороны, для решения уравнений требуются более высокие вычислительные усилия . Гомогенная модель предполагает, что обе жидкости имеют одно и то же поле потока. Следовательно, необходимо решить только один набор уравнений сохранения с дополнительным уравнением, определяющим концентрацию каждой жидкости в ячейках пояска. Таким образом, необходима менее требовательная численная схема, чем в случае неоднородной модели. Однородная модель была предпочтительнее более точной неоднородной модели из-за более высоких численных затрат. Выбранная модель также обеспечила хороший компромисс между продолжительностью моделирования и численной стабильностью.

Поверхностное натяжение σ и сила тяжести не учитывались при моделировании, что является общепринятой практикой и хорошо документировано в литературе [4,5,15]. Сравнение обоих подходов к моделированию с учетом и без учета поверхностного натяжения или гравитации было проведено Жидонисом в его диссертации [5], в котором не было показано существенных различий в эффективности.

Шаг по времени t был установлен равным 5 × 10–5 с, что обеспечивало хороший баланс между скоростью сходимости и численной стабильностью. Кроме того, для дальнейшего повышения стабильности была выбрана двойная точность .

Геометрическая модель распределителя была расширена двумя компонентами. На впуск распределителя был добавлен цилиндр длиной в 15 раз больше диаметра впускного отверстия. Кроме того, на выходах сопел был добавлен еще один компонент. Эти объемы соответствуют пространству, в котором формируются струи. Для упрощения численного моделирования были сделаны лишь незначительные геометрические упрощения .

Геометрия, показанная на рисунке 2 , представляет собой основу для пространственной дискретизации. Окончательная сетка состояла из нескольких блоков структурированных и неструктурированных сеток. Компоненты , включающие элементы достаточно сложной геометрии, например, бифуркации, были заплетены в сетку с тетраэдрическими и пирамидальными элементами. Одна и та же топология сетки использовалась для передней и задней кромки опорных ребер в соплах и области кончика иглы. Остальные элементы геометрии были дискретизированы с помощью структурированных сеток, содержащих в основном призматические и шестиугольные элементы. Вдоль всех сплошных стенок были размещены тонкие слои призматических элементов .

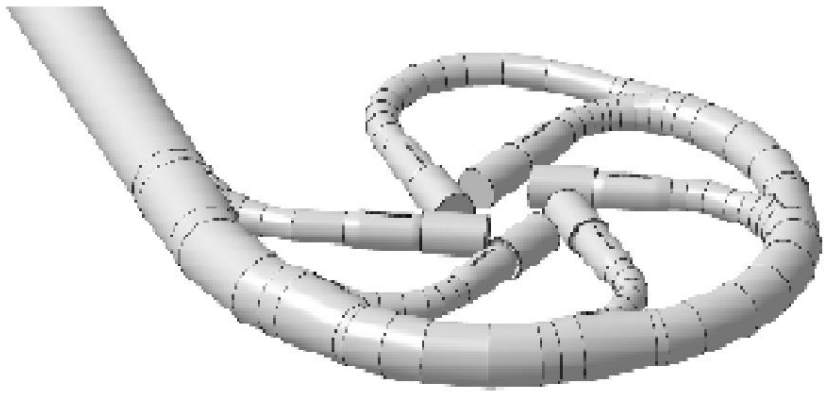


Рисунок 2. Геометрия области моделирования распределителя.

На рисунке 3 показана сетка модели дистрибьютора. В областях, представляющих особый интерес или с высокими градиентами соответствующих переменных потока, таких как выход из сопла и область , где ожидалась фазовая граница струи, сетка была уточнена (см. Рисунок 4).

Между сетчатыми элементами распределителя и форсунками были размещены общие интерфейсы. Остальные связи между структурированной и неструктурированной ячеистой топологией имели прямую ячеистую связь.

Machine Translated by Google

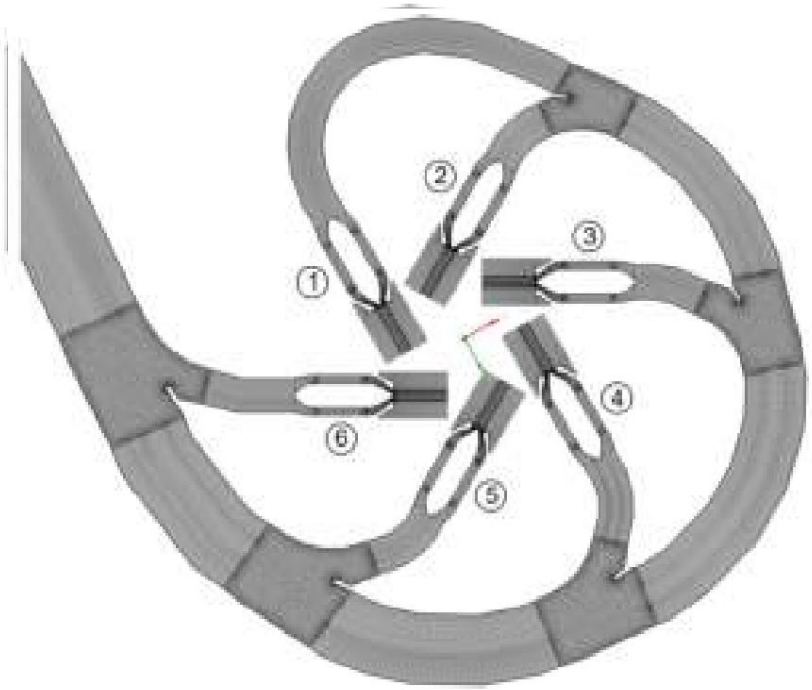


Рис. 3. Сетка распределителя в плоскости симметрии с нумерацией сопел и глобальной координатой система.

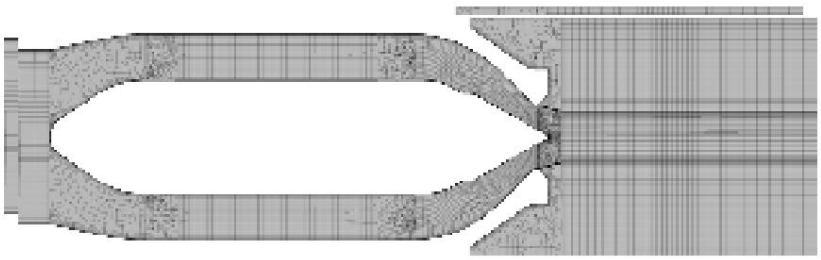


Рисунок 4. Сетка области сопла и струи.

Сетка всей области моделирования имела около 8,67 миллионов узлов и 14,57 миллионов узлов. элементы льва в общей сложности. Дополнительные характеристики сетки приведены в Таблице 2.

Таблица 2. Качественные характеристики распределительной сетки.

Метрика сетки	Минимум	Максимум	Средний
Мин. Угол лица	11,3	90,0	57,8
Макс. Угол лица	60,0	157,3	97,2
Соотношение сторон	1	351	24.1
Y Plus	-	-	41,1

Что касается граничных условий, все твердые стенки модели рассматривались как гладкие, нескользящие стенки, без определенной шероховатости поверхности. Граница поверхности струйных областей моделировались как границы раскрытия с относительным давлением prel установлен на ноль, а опорное давление pref равно атмосферному давлению patm. На входе было задано полное давление ptot, на входе было задано постоянное распределение скоростей, что соответствует заданному гидравлическому напору турбины.

Чтобы ускорить моделирование и повысить численную стабильность результатов однофазное моделирование распределителя использовалось для инициализации поля потока. В начале В ходе моделирования струйные области были заполнены воздухом.

Machine Translated by Google

2.3. Численное моделирование бегуна

В недавних публикациях [9] модель k-ω SST использовалась для моделирования турбулентности при моделировании бегуна Пелтона. Перриг в своей диссертации [14] показал, что модель k-ω SST превосходит модель k-ε с точки зрения точности. Подобное поведение было обобщено в [16]. Однако из-за значительно менее стабильного численного поведения при моделировании бегуна по сравнению с моделированием распределителя, для моделирования бегуна была применена модель турбулентности k-ε . Недостаточная точность выбранной модели рассматривается как незначительная проблема, поскольку общая степень упрощения модели относительно высока. Более того, это не помешало относительному сравнению различных геометрий полозьев, основанному на идентичных числовых настройках .

По аналогии с моделированием распределителя для моделирования условий адвекции использовалась схема высокого разрешения . Применялись те же факторы релаксации, что и при исследовании распределителя . Схема Эйлера второго порядка назад была выбрана для дискретизации по времени переходных условий.

Аналогично численному моделированию распределителя, для моделирования двухфазного потока в бегунке использовалась однородная модель. Что касается поверхностного натяжения и силы тяжести, было сделано то же предположение, что и при числовой настройке распределителя.

Определение переходного шага по времени t связано с дискретным углом поворота рабочего колеса. Доказано, что размер углового шага имеет решающее значение для некоторых факторов. Небольшой шаг обеспечивает большую стабильность численной схемы, что также приводит к более быстрой сходимости и снижению общего времени вычислений. Оба эффекта наблюдались в нескольких симуляциях. Более того, размер временного шага влияет на результаты моделирования, касающиеся крутящего момента. Наилучшее поведение при моделировании было обнаружено при временном шаге t примерно 4,63 × 10-5 с, что соответствует повороту бегуна на одну шестую градуса. В настройках решателя была выбрана двойная точность для дальнейшего повышения численной стабильности р моделирование.

Моделирование рабочего колеса было основано на геометрической модели, представленной на рисунке 5. Область моделирования состоит из трех основных компонентов: рабочего колеса, корпуса и сопел. Первый определяется как вращающаяся область, в то время как корпус и сопла остаются неподвижными. Бегун далее разделяется на два поддомена, которые обозначены разными оттенками на рисунке 5. Впоследствии эти поддомены по-разному служат при анализе результатов бегуна. Компонент бегуна, закрашенный средне-серым цветом, позже используется для анализа производительности, а темно-серый компонент представляет собой своего рода фиктивный компонент, дополняющий домен бегуна. Последний компонент был необходим для моделирования, поскольку комбинация шести сопел и 19 ковшей не позволяла использовать периодичность вращения для области рабочего колеса. Влияние этого компонента на результаты не выявлено.

Для упрощения модели распределитель, а также реальный корпус турбины не рассматривались при моделировании. Более того, симметричная компоновка турбин Пелтона была использована для дальнейшего снижения сложности геометрической модели. Это распространенная стратегия, которая встречается в различных публикациях, например, [7,10,13]. Использовалась неидеализированная конфигурация струи . Таким образом, последняя секция сопла, головка сопла, была включена в модель для учета влияния ускорения жидкости и трения в копьем клапане на формирование струи. Открытие сопла было установлено на 75%, что соответствует открытию в номинальной рабочей точке турбины-прототипа.

Machine Translated by Google

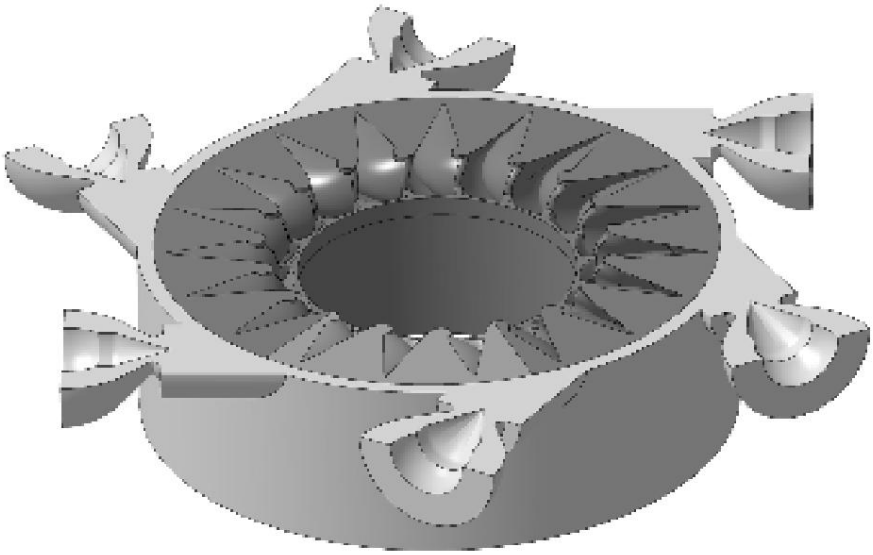


Рисунок 5. Геометрическая модель областей моделирования бегуна.

Числовая сетка геометрии на рисунке 5 состоит из компонентов со структурированной и неструктурированной сеткой (см. рисунок 6). Сопла и корпус представляют собой структурированную сетку призматических элементов. Два поддомена бегуна были разделены на два блока. Первый блок содержит ведра и поэтому был создан с помощью неструктурированной тетраэдрической сетки. Второй блок призматических элементов сетки добавляется к первому, образуя поддомен вращающегося бегуна. В зонах со строго направленным потоком, например в зоне сопла и струи, ячейки сетки преимущественно ориентированы по направлению основного потока. Высота ячейки в стационарной зоне была уменьшена вблизи скользящей поверхности интерфейса. Во вращающейся области не применялась специальная обработка сетки вблизи скольжения, поскольку заданный размер ячейки с Уточнения сетки были размещены в стратегических областях, как показано на сетке распределителя. Возле стенок рабочего колеса и сопла располагались слои призматических элементов.

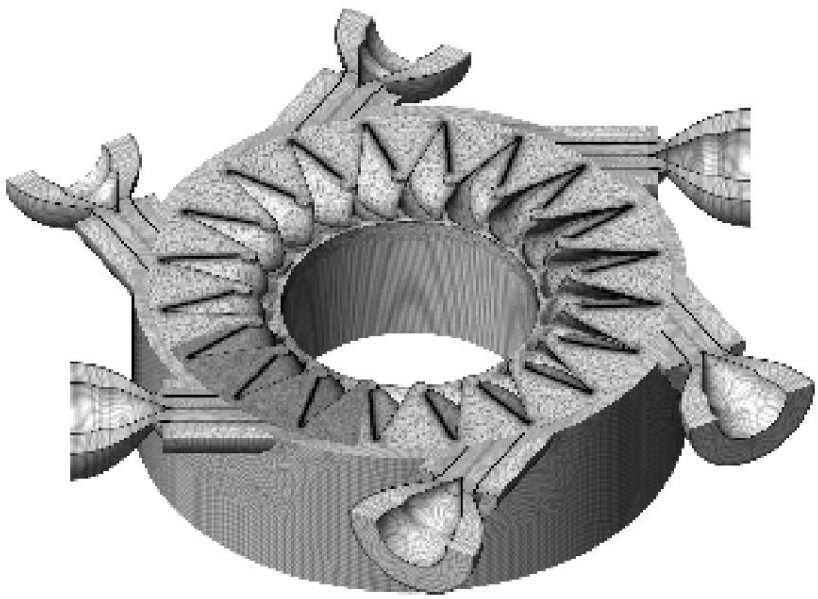


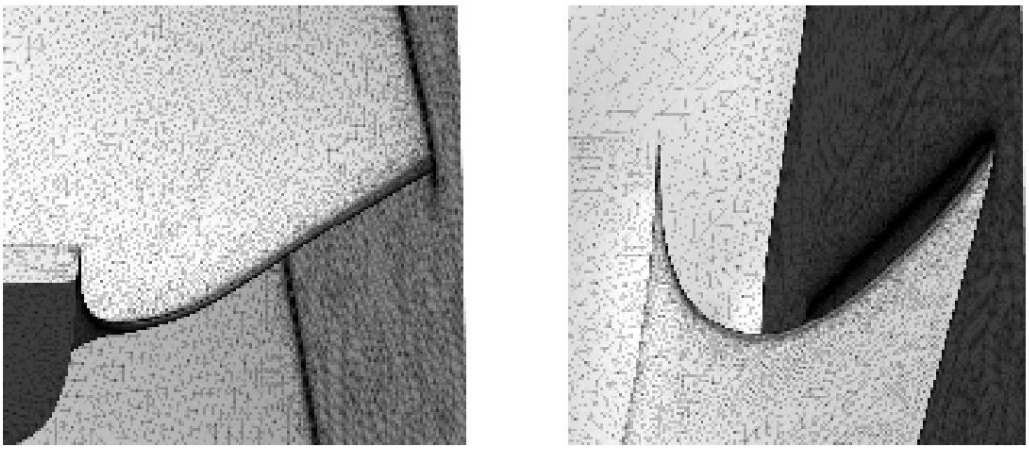
Рисунок 6. Числовая сетка корпуса, патрубков и бегунка.

Субдомены бегуна взаимодействовали с двумя разными подходами. Тот, который включает только три последовательных сегмента (средне-серая заливка на рисунке 5), был построен со сравнительно высокой плотностью ячеек. Сетка другого субдомена бегуна

Machine Translated by Google

довольно грубый. Такой подход позволяет использовать всю взятую половину симметричного полозья. во внимание и при этом ограничивает размер числовой сетки управляемым количеством узлов. и элементы.

Для обоих поддоменов уточнения были размещены вдоль передней кромки, по задней кромке. край, а также край выреза и прилегающие к нему поверхности. Подробный обзор изысканного сетка ведер приведена на рисунке 7. Статистика компонентов сетки
Моделирование бегуна приведено в таблице 3. Качественные характеристики моделирования бегуна сетки приведены в таблице 4.



(а) (б)

Рис. 7. Детальный вид уточнений сетки: а — во внутренней области выреза; б) на внешнем поверхность выреза.

Таблица 3. Статистика сетки поддоменов оболочки и бегуна (в миллионах).

Сетчатая область	Узлы	Элементы
Сопло, Корпус	2,604	2.352
Бегун в порядке	4.530	17.101
Бегунок грубый	5.597	16.511
Общий	12,732	35,965

Таблица 4. Характеристики качества бегущей сетки.

Метрика сетки	Минимум	Максимум	Средний
Мин. Угол лица	10,4	90,0	47,9
Макс. Угол лица	60,0	153,2	92,5
Соотношение сторон	1	226	6.3
Y Plus	-	-	53,1

По граничным условиям твердые стенки сопла и рабочего колеса рассматривались так же, как и у распределителя, который моделировался как противоскользящий. стены, без каких-либо шероховатостей поверхности. Условие симметрии было применено к плоскость симметрии модели турбины. Остальные граничные поверхности были обработаны с открывающимся граничным условием, поскольку корпус турбины не рассматривался. относительное давление prel установлено на ноль, тогда как опорное давление pref было определено с помощью атмосферное давление патм. Каждое сопло имеет входную поверхность, перпендикулярную соответствующая ось сопла. На них массовый расход Qinlet, нормальный к границе, составлял наложено. Связь между скользящими сетками вращающегося бегуна и стационарного Корпус был обработан с переходной границей ротор-статор.

В начале первого моделирования результат моделирования распределителя с соответствующим отверстием сопла использовался для инициализации стационарной области. Вращающийся домен

Machine Translated by Google

был заполнен воздухом в начале моделирования. Последующие симуляции были затем инициализированы с использованием результатов предыдущего моделирования переходных процессов турбины.

3. Результаты

3.1. Результаты анализа распределителя.

Моделирование различных геометрических форм распределителя Pelton в этом исследовании показало, что внесенные изменения в геометрию привели к уменьшению гидравлических потерь в распределителе и улучшили ситуацию с потоком перед соплами. Последнее важно для хорошего качества струи, о чем свидетельствуют круглое поперечное сечение и однородный профиль скорости струи. Основными причинами ухудшения формы струи являются вторичные потоки, возникающие в результате течения через изогнутые трубы, так как они присутствуют перед соплами. На выходе изогнутой трубы из-за градиента давления образуется вращающаяся в противоположных направлениях вихревая структура Дина [17] , которая вызывает точку застоя во внутреннем ядре трубы, что приводит к типичному возмущению поперечного сечения струи, как показано на рисунке 8а. .

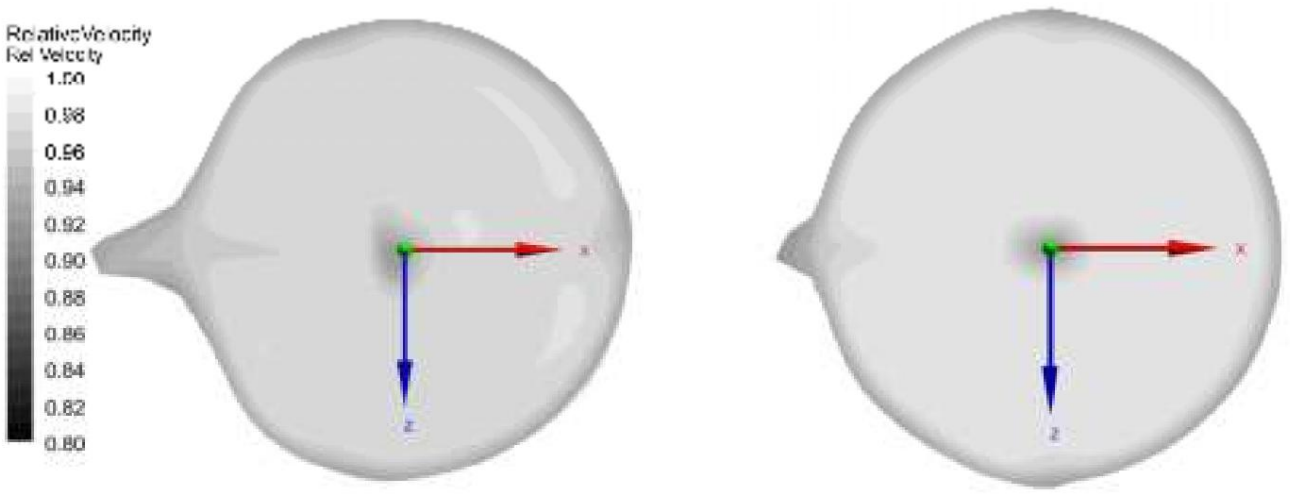


Рис. 8. Усовершенствование струйного сечения сопла № 4: а — базовая конструкция; (б) обновление проекта 2 (на обоих рисунках используется один и тот же масштаб скоростей).

Прямую связь между формой струи и количественными характеристиками течения установить сложно. Чтобы преодолеть эту проблему, было введено число вихря SN для количественной оценки интенсивности вторичного потока. Определение SN дано в уравнении (1), где ccirc и cax — это скорости в окружном и осевом направлениях соответственно в данной плоскости поперечного сечения A.

$$CH = \frac{1}{A} \cdot \int_A \frac{\sqrt{c_{круг}^2}}{c_{топор}} \cdot dA \quad (1)$$

Для каждого сопла скорости отнесены к соответствующей оси сопла (положительной в направлении струи). В процессе оптимизации конструкции распределителя позднее SN использовался как дополнительный индикатор улучшения или ухудшения формы струи. При уменьшении SN можно ожидать улучшения формы струи, поскольку меньшие значения указывают на a = 2 (2) меньшую интенсивность вторичных течений, которые в первую очередь отрицательно действуют на форму струи.

На рис . 8 показано поперечное сечение струи № 4 в плоскости примерно 4,25 диаметра струи за выходным отверстием сопла, причем это была струя с наиболее нарушенной формой из всех. Нарушение формы струи на рис. 8 в первую очередь вызвано вторичными потоками перед соплом. Уменьшение скорости в приграничной области обусловлено взаимодействием с воздухом, а в центре виден след от кончика иглы. След за опорными ребрами сопла едва выражен. Влияние ребер на распределение скорости уже в головке сопла значительно уменьшено, что можно

Machine Translated by Google

объясняется сильной гомогенизацией из-за ускорения потока в сходящейся
канал потока за ребрами. Скорость струи, которая связана с теоретической
скорость cth, отложена на сечениях в диапазоне от 0,80 до 1. Граница
поперечное сечение определяется объемной долей воды 50%. cth задан в уравнении (2).

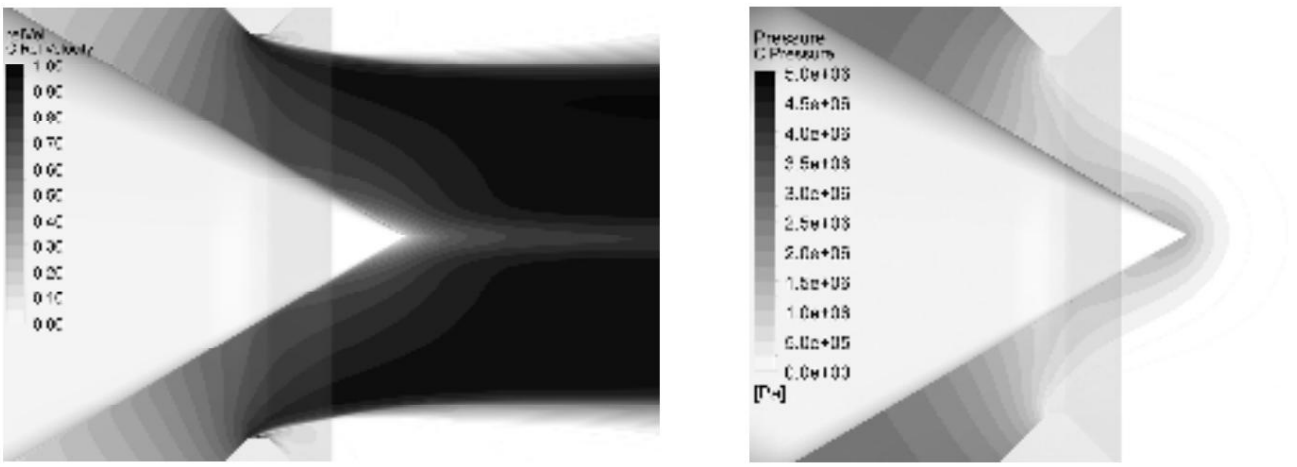
$$cth = 2 \cdot g \cdot Hn \quad (2)$$

Левый график рисунка 8 соответствует базовой геометрии распределителя, а
правильный сюжет для нового дизайна. Числа завихрения, которые оцениваются на сопле
на входе составляют 0,121 и 0,032 соответственно, что эквивалентно уменьшению примерно на 70%.
вихревые числа остальных форсунок приведены в Таблице 5.

Таблица 5. Сравнение вихревых чисел трамблера.

Дизайн	Сопло 1	Сопло 2	Сопло 3	Сопло 4	Сопло 5	Сопло 6
Базовый проект	0,027	0,039	0,041	0,032	0,036	0,023
Новый дизайн	0,057	0,115	0,069	0,121	0,087	0,065

На рис . 9 показаны давление и относительная скорость в области среза сопла, которая составляет
преобладают сильные изменения величин потока и физики потока [18], поскольку поток
при ускорении близком к cth давление падает соответственно атмосферному давлению.
Распределение скорости в плоскости симметрии распределителя отчетливо показывает след
кончик иглы, который остается по всей длине струи (см. рисунок 8).



(а) (б)

Рис. 9. Распределение скорости и давления на срезе сопла: а – относительная скорость; б) давление.

Гидравлические потери Hv в распределителе определяются как потери гидравлического напора от
вход к выходу соответствующих форсунок. Hv задается уравнением (3), согласно которому
$\overline{p_{tot,}}$ и $\overline{p_{tot,}}$ Сопло представляют собой усредненные по массовому расходу значения общего давления на входе и
Впуск самолета на выходе из сопла. Эта плоскость располагалась на 30 мм выше по потоку от соответствующей
мундштук сопла, чтобы избежать влияния отрыва потока и изменения физики потока
потока на результат.

$$Хв = \frac{\overline{p_{tot,\ вход}} - \overline{p_{tot,\ сопло}}}{\rho \cdot г} \quad (3)$$

(3)

Они были снижены примерно на 16% по сравнению с базовым проектом. Сравнение
потери напора, относящиеся к номинальному напору Hn, приведены на рисунке 10 .
наибольшая доля потерь была вызвана форсункой, тогда как распределитель внес меньший вклад.
более 20% к потере напора.

Machine Translated by Google

= , , (3)

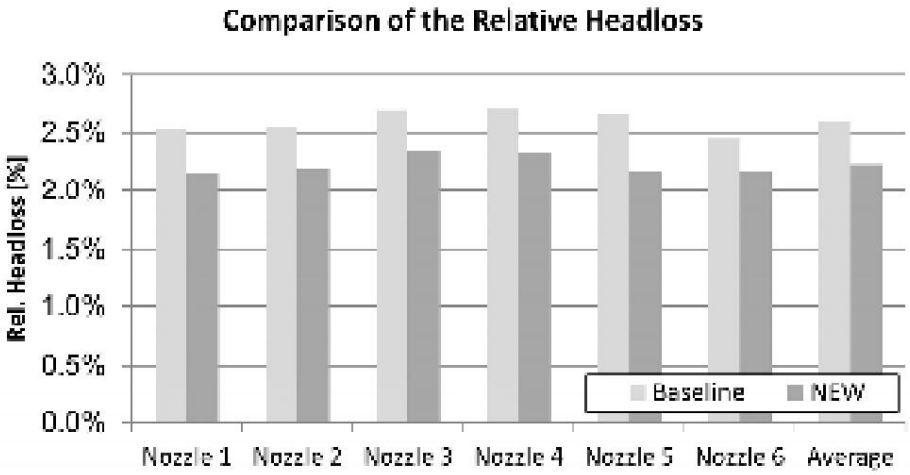


Рисунок 10. Сравнение относительной потери напора.

3.2. Результаты моделирования

литников. Результаты моделирования трех литников, основанных на различных геометриях литников, анализируются с помощью специальной процедуры. Для анализа работы турбины в целом был определен эталонный ковш. Эталонный ковш соответствует второму ковшу светло-серой области бегуна со сравнительно мелкой сеткой на рисунке 5. Кроме того, для эталонного ковша рассматриваются ведущий и последующий ковш для анализа возможных негативных взаимодействий на внешней поверхности литника. .

Для расчета крутящего момента рабочего колеса TRunner был определен «цикл нагрузки ковша». Один цикл нагрузки соответствует тому, что испытывает один ковш в течение 360 тактов или 60 вращения рабочего колеса, поскольку угловое расстояние между соплами в случае настоящей шестисопловой турбины составляет 60 . Выход воды на каждое ведро один раз обрушивается струя.

Крутящий момент ковша анализировался для каждого временного шага на основе давления и напряжений сдвига стенок, действующих на поверхность ковша, при этом значения давления были ниже, чем давление паров pvap, установленное на pvap. Ограничение давления было необходимо, чтобы избежать слишком высокого крутящего момента, особенно со стороны внешней поверхности ковша, из-за нефизических значений давления ниже pvap. В конечном итоге для расчета крутящего момента рабочего колеса использовалось среднее арифметическое значение крутящего момента Tref за период времени в 360 временных шагов или 60° вращения рабочего колеса, действующего на эталонный ковш . Кроме того, Tref использовался в качестве индикатора состояния сходимости моделирования. Постоянный уровень Tref указывает на установившуюся работу, а также на достаточно сходящееся решение. Общий крутящий момент TRunnner всего рабочего колеса турбины соответствует уравнению (4).

$$TRunner = 2 \cdot \overline{Tref} \cdot z \quad (4)$$

Эффективность η рассчитывается на основе Tref и соответствующего гидравлического напора H на входах, а также общего наложенного расхода Q на входах. Эффективность определяется уравнением (5), где ω представляет собой угловую скорость турбины, ρ — плотность, а g — гравитационное ускорение.

$$= \frac{z \cdot \overline{Tref} \cdot \omega \, \eta}{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g} \quad (5)$$

Моделирование базовой конструкции литника в этом исследовании показало эффективность 89,49%. Периодическая кривая генерируемого крутящего момента, нормализованная Tth для внутреннего, внешнего и общего крутящего момента, показана на рисунке 11. Разделение поверхности ковша на внутреннюю и внешнюю поверхности изображено в верхнем левом углу рисунка. Рисунок 11. Темно-серая заштрихованная поверхность обозначает внутреннюю поверхность, а светло-серая — внешнюю поверхность. Tth представляет собой теоретический крутящий момент ковша, основанный на моделируемом напоре и

Machine Translated by Google

расход в номинальной рабочей точке при КПД 100%. Tth задан в уравнении (6).

$$\overline{T}_{TX} = \frac{Qn \cdot H \cdot g \cdot \rho}{19 \cdot \omega} \quad (6)$$

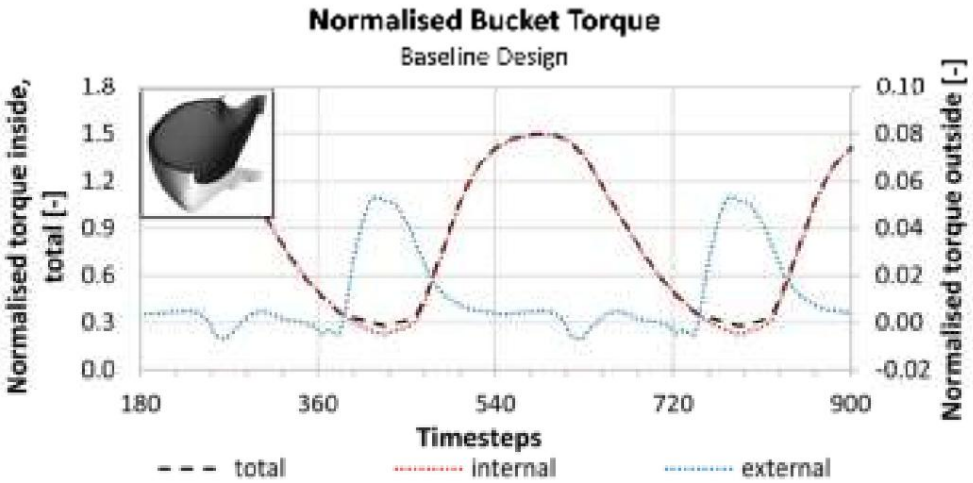
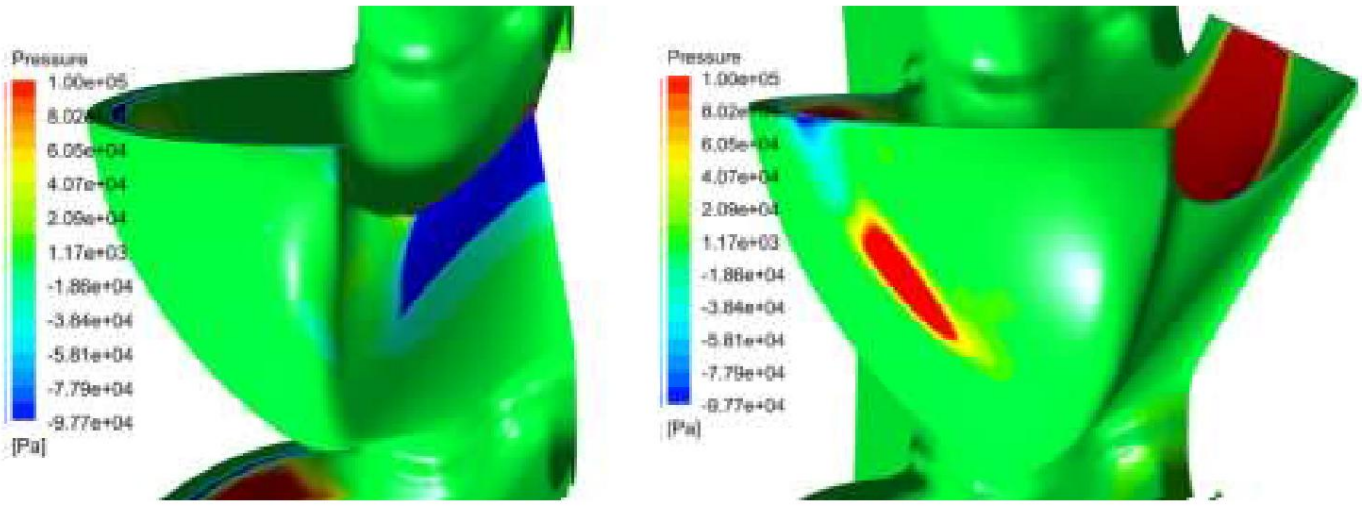


Рисунок 11. Нормализованный крутящий момент (базовый проект).

Крутящий момент первично соприкасающейся внутренней поверхности и внешней поверхности ковша суммируются с вкладом крутящего момента эталонного ковша. Внешняя кривая на рисунке 11 указывает на начало цикла нагрузки с его резким ростом примерно через 390 временных шагов. Зона низкого давления на внешней поверхности вызывает рост крутящего момента на этой фазе (см. рисунок 12a). Перриг сообщил в своей диссертации о существовании такого внешнего крутящего момента и объяснил его эффектом Коанда [14].



(а) (б)

Рисунок 12. Распределение давления на внешней поверхности рабочего колеса базовой конструкции; а) низкое давление на внешнюю поверхность выреза; (б) повышенное давление на боковую внешнюю поверхность ковша.

Однако из-за неподходящих углов задней кромки та же кривая показывает потери после временного шага 610, которые имеют значительно меньшую величину из-за меньшей затронутой площади и другой ориентации затронутой поверхности. Удар о внешнюю поверхность ковша вызывается водой, выходящей из ведущего ковша. Зона повышенного давления на внешней поверхности указывает на источник потерь (см. рисунок 12б).

Геометрия ковша или рабочего колеса была изменена для устранения побочных эффектов в итеративном процессе, как видно из результатов моделирования базовой геометрии. Изменения

Machine Translated by Google

Ширина ковша, углы задней кромки, а также разделитель и конструкция выреза повысили эффективность по сравнению с базовой конструкцией полозьев. В результате был достигнут КПД 90,42%.

Другой набор геометрических параметров ковша Пелтона был последовательно изменен во втором подходе. В результате ширина ковша была немного увеличена по сравнению с первой итерацией проектирования, а также было реализовано увеличение глубины ковша. Кроме того, изменено расположение ковша по диаметру делительной окружности в сторону меньшего угла положения ковша. Наконец, передняя кромка (сплиттер) и кромка выреза были дополнительно изменены по сравнению с первым обновлением конструкции. В итоге благодаря этим мерам численно рассчитанная эффективность была увеличена до уровня 90,87%.

На рис . 13 показан нормализованный крутящий момент второго обновления конструкции. Кроме того, общий крутящий момент базового проекта и обновления проекта 1 накладывается (пунктирная, зеленая и желтая кривые соответственно).

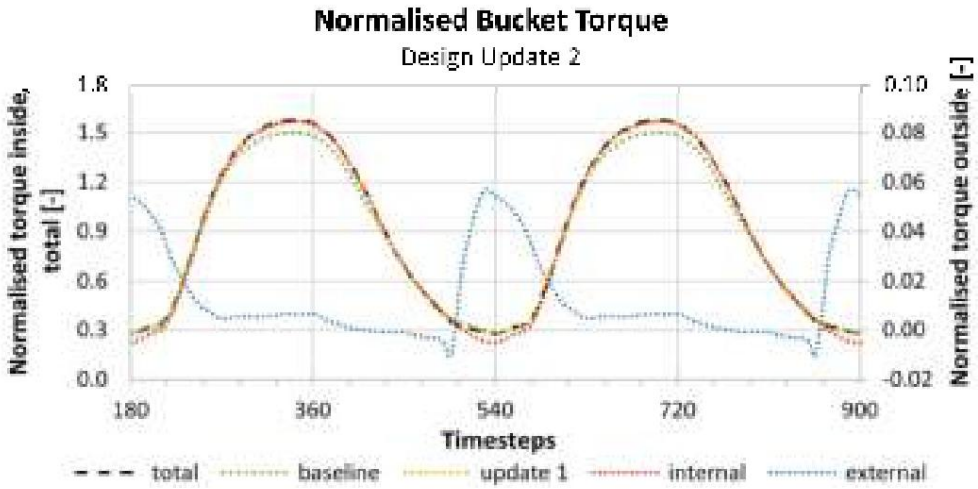


Рисунок 13. Нормализованный крутящий момент (обновление проекта 2 по сравнению с базовым вариантом и обновлением проекта 1).

Помимо изменения угла положения ковша, увеличение ширины и глубины ковша существенно способствовало заметному увеличению величины внутреннего крутящего момента по сравнению с базовым и небольшому увеличению по сравнению с обновлением конструкции 1. На с другой стороны, величина внешнего крутящего момента в максимуме осталась на аналогичном уровне по сравнению с базовым уровнем, что свидетельствует о незначительном влиянии измененного положения ковша на внешний крутящий момент. Тем не менее, среднее значение внешнего крутящего момента в цикле нагрузки все еще немного выше из-за измененных углов задней кромки.

4. Выводы

Хотя моделирование распределителя Пелтона для оптимизации довольно распространено, эти дней числовое исследование бегуна Пелтона вызывает еще больше вопросов.

Как представлено в этой статье, численный подход к моделированию рабочих колес Пелтона, в первую очередь многосопловых турбин, должен дать направление для эффективного способа анализа их гидравлического поведения. Сосредоточив внимание на одном эталонном сегменте, числовая сетка домена бегуна уменьшается до управляемого размера. Кроме того, при использовании сетки меньшего размера, но при сохранении преимущества высокой пространственной дискретизации в выбранных регионах, вычислительные затраты и необходимое время моделирования могут быть значительно сокращены. Таким образом, численное моделирование стало на шаг ближе к возможному использованию для проектирования и оптимизации бегунов Pelton.

В рамках представленного подхода были проанализированы три различные конструкции бегунов Пелтона с последовательной численной постановкой, что привело к эффективности 89,49%, 90,42% и 90,87% для базовой конструкции и двух обновлений конструкции соответственно.

Тем не менее, расчетный КПД частично зависит от сильных допущений и упрощений модели, таких как неучет корпуса турбины, отсутствующих

Machine Translated by Google

влияние дистрибьютора и моделирование потока. Поэтому важно отметить, что КПД, приведенные в этой статье, не следует путать с КПД, определенным экспериментально.

В различных публикациях, см., например, [4,5,10], сообщалось о расхождениях между численно смоделированными и экспериментально измеренными КПД турбин Пелтона. При этом были показаны завышенные и заниженные прогнозы, в первую очередь в зависимости от численного моделирования, включая плотность сетки, и физического моделирования. Основываясь на этих знаниях, заявленное повышение эффективности на 1,38% между базовым проектом и обновлением проекта 2 в первую очередь рассматривается как индикатор фактического улучшения, а не как абсолютное значение повышения эффективности. Проверка результатов моделирования на основе испытания модели еще не проводилась.

Вклад автора: концептуализация, LS и HB; методология, LS; валидация, LS, PM и HB; формальный анализ, HB; расследование, ЛС; письмо – подготовка первоначального черновика, LS; написание — рецензирование и редактирование, LS; визуализация, ЛС; супервизия, ПМ и ХБ; администрирование проекта, LS; Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Кек, Х.; Сик, М. Тридцать лет численного моделирования потоков в гидравлических турбомашинах. Акта Мех. 2008, 201, 211–229. [Перекрестная ссылка]
2. Больной, М.; Шиндлер, М.; Дртина, П.; Шерер, К.; Кек, Х. Численный и экспериментальный анализ потока турбины Пелтона. Часть 1: Распределитель и инжектор. В материалах симпозиума IAHR, Шарлотт, Северная Каролина, США, 6–9 августа 2000 г.
3. Мугли, Ф.А.; Чжан, Дж.; Шерер, К.; Гепперт, Л. Численный и экспериментальный анализ потока турбины Пелтона. Часть 2: Бесплатное Поверхностное струйное течение. В материалах симпозиума IAHR, Шарлотт, Северная Каролина, США, 6–9 августа 2000 г.
4. Зоппе, Б.; Пеллоне, К.; Мэтр, Т.; Лерой, П. Анализ потока внутри ковша турбины Пелтона. Я. Турбомах. 2006, 128, 500–511. [Перекрестная ссылка]
5. Цзэн, К.; Сяо, Ю.; Луо, Ю.; Чжан, Дж.; Ван, З.; Фан, Х.; Ан, С.-Х. Прогноз гидравлических характеристик прототипа четырехсоплового аппарата Турбина Пелтона путем моделирования всего пути потока. Обновить. Энергетика 2018, 125, 270–282. [Перекрестная ссылка]
6. Жидонис А. Оптимизация и повышение эффективности гидротурбины Пелтона с использованием вычислительной гидродинамики и Экспериментальное тестирование. доктор философии Диссертация, Ланкастерский университет, Ланкастер, Великобритания, 2015 г.
7. Россетти, А.; Павези, Г.; Кавацини, Г.; Сантолин, А.; Ардизон, Г. Влияние геометрии ковша на производительность Пелтона. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2014, 228, 33–45. [Перекрестная ссылка]
8. Перриг, А.; Авеллан, Ф.; Куэни, Ж.-Л.; Фархат, М.; Паркинсон, Э. Течение в ковше турбины Пелтона: численные и экспериментальные исследования. Дж. Жидкости Eng. 2006, 128, 350–358. [Перекрестная ссылка]
9. Рентшлер, М.; Маронгиу, JC; Нойхаузер, М.; Паркинсон, Э. Обзор применения SPH-ALE для гидравлических турбин в ANDRITZ Hydro. Дж. Гидродин. 2018, 30, 114–121. [Перекрестная ссылка]
10. Бхаттараи, С.; Вишаре, П.; Дахал, К.; Аль Макки, А.; Олаби, А.Г. Новые тенденции в методах моделирования ковша турбины Пелтона для увеличение производства возобновляемой энергии. Обновить. Поддерживать. Energy Rev. 2019, 112, 87–101. [Перекрестная ссылка]
11. Йошт, Д.; Межнар, П.; Липей, А. Численное прогнозирование эффективности турбины Пелтона. Конференция ИОП. Сер. Окружающая среда Земли. наук. 2010, 12, 12080. [Перекрестная ссылка]
12. Сяо, Ю.; Ван, З.; Чжан, Дж.; Цзэн, К.; Ян З. Численный и экспериментальный анализ гидравлических характеристик прототипа турбины Пелтона. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2014, 228, 46–55. [Перекрестная ссылка]
13. Цзэн, К.; Сяо, Ю.; Ван, З.; Чжан, Дж.; Луо, Ю. Численный анализ потока листов на свободной поверхности ковша Пелтона и динамических характеристик, на которые влияет рабочий напор. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2017, 231, 182–196. [Перекрестная ссылка]
14. Сантолин А.; Кавацини, Г.; Ардизон, Г.; Павеси, Г. Численное исследование взаимодействия струи и ковша в аппарате Пелтона. турбина. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2009, 223, 721–728. [Перекрестная ссылка]
15. Перриг А. Гидродинамика свободного поверхностного течения в ковшах турбин Пелтона. доктор философии Диссертация, EPFL, Лозанна, Швейцария, 2007. 16. Жидонис А.; Аггидис Г.А. Современное состояние численного моделирования турбин Пелтона. Обновить. Поддерживать. Energy Rev. 2015, 45, 135–144. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

17. Читракар, С.; Солемсли, BW; Неопейн, НР; Дальхауг, О.Г. Обзор численных методов, применяемых в импульсных гидротурбинах.
Обновить. Энергия 2020, 159, 843–859. [Перекрестная ссылка]
18. Дразин, П.Г.; Рид, WH (ред.) Гидродинамическая устойчивость; Издательство Кембриджского университета: Кембридж, Великобритания, 2010.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Передовые выступы для регулирования расхода в конденсаторах с воздушным охлаждением †

Лоренцо Тиги [1,*], Джованни Делибра [1], Йохан ван дер Спей [2] и Алессандро Корсини [1]

[1] Кафедра машиностроения и аэрокосмической техники факультета промышленного и гражданского строительства, Римский университет Сапиенца, Via Eudossiana 18, 00184 Рим, Италия
[2] Кафедра машиностроения и мехатроники, машиностроительный факультет, Университет Стелленбоша, Private Bag X1, Кейптаун 7602, Южная Африка
* Переписка: lorenzo.tieghi@uniroma1.it; Тел.: +39-06-445-85234 † Эта статья была опубликована в материалах 18-й конференции по моделированию потока жидкости (CMFF'22), Будапешт, Венгрия, 30 августа – 2 сентября 2022 г.

Аннотация: Конденсаторы с воздушным охлаждением (AKK) обычно встречаются на электростанциях, работающих на концентрированной солнечной энергии, или на паровых электростанциях, эксплуатируемых в регионах с ограниченной водообеспеченностью. В AKK поток воздуха направляется к теплообменникам осевыми вентиляторами, имеющими большие диаметры и работающими при очень высоких массовых расходах с почти нулевым повышением статического давления. Учитывая общие требования паровых установок, эти вентиляторы подвержены искажениям притока, нестабильной работе и характеризуются высоким уровнем шума. Предыдущие исследования показали, что выступы на передней кромке в области кончиков осевых вентиляторов могут эффективно снизить уровень звукового давления, не влияя на статическую эффективность. Тем не менее, влияние этой обработки на режим потока и теплообмен во всей системе AKK не исследовалось. В данной работе анализируется влияние выступов передней кромки на картины течения. Два моделирования RANS были выполнены с использованием OpenFOAM на упрощенной модели конденсатора с воздушным охлаждением. Вентиляторы моделируются с использованием подхода замороженного ротора. Моделирование турбулентности основано на модели RNG k-epsilon. Вентилятор имеет диаметр 7,3 м и объемный расход 333 м3/с в расчетной точке. Наличие теплообменника моделируется с использованием пористой среды. Сравнение полей течения ясно показывает, что модифицированная лопатка ответственна за перераспре
Это резко снижает потери, связанные с установкой вентилятора в реальной конфигурации.

Ключевые слова: конденсаторы воздушного охлаждения; CFD; контроль потока; искажение притока; передние придатки

check for updates

Цитирование: Тиги, Л.; Делибра, Г.; ван дер Спей, Дж.; Корсини, А. Передние выступы для регулирования потока в конденсаторах с воздушным охлаждением. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 9. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010009 .

Академические редакторы: Янош Габор Вад, Чаба Хорват и Тамаш Бенедек

Поступила: 16 января 2023 г.
Пересмотрено: 1 марта 2023 г.
Принято: 7 марта 2023 г.
Опубликовано: 9 марта 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Конденсаторы тепловых электростанций могут иметь водяное или воздушное охлаждение. Обычно предпочтение отдается первому решению, поскольку оно гарантирует более высокую общую эффективность при меньших сопутствующих эксплуатационных расходах и является более компактным решением. Однако на некоторых электростанциях требуются конденсаторы с воздушным охлаждением, обычно из-за отсутствия охлаждающей воды вблизи места установки. Это относится к электростанциям концентрированной солнечной энергии (CSP) с нижним циклом Ренкина, поскольку установки CSP обычно устанавливаются в пустынных районах, или к крупным паровым электростанциям, таким как [1], которые устанавливаются в пустынных районах вблизи густонаселен

В данной работе мы будем использовать конденсаторы воздушного охлаждения (AKK) и их типовое устройство , в частности конструкцию вентиляторов внутри этих агрегатов. Узел ACC состоит из ряда охлаждающих агрегатов (более 400 на электростанции), где большие осевые вентиляторы подают свежий воздух в ряд теплообменников, где пар конденсируется. Типичная схема, показанная на рисунке 1, представляет собой конденсаторный агрегат A-образной формы, в котором входное отверстие вентилятора расположено на высоте нескольких метров над землей, а теплообменники расположены наверху вентилятора.

Эти вентиляторы работают с очень высокими объемными расходами (от 250 до 400+ м3/с) и очень низким повышением статического давления (от 100 до 300 Па). Результатом этой необычной комбинации стала конструкция, характеризующаяся большим диаметром (6–12 м), низким соотношением ступицы к наконечнику (0,25–0,4) и скоростью вращения от 100 до 200 об/мин. Будучи таким большим и установленным на очень вы

Machine Translated by Google

(>30 м) для обеспечения достаточно широкого притока, эти вентиляторы часто характеризуются большим и неравномерным зазором между наконечниками из-за проблем сборки, которые в конечном итоге отражаются на эффективности вентилятора [2].

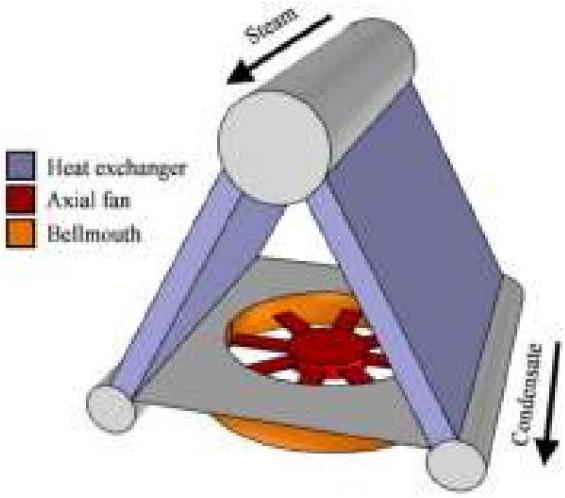


Рисунок 1. Расположение А-образной рамы для блока АСС.

Работа этих вентиляторов также имеет решающее значение, поскольку их эффективность падает при работе в условиях бокового ветра, в песчаной среде или при экстремальных температурах окружающей среды. В этих условиях объемное расширение конструкций может фактически существенно повлиять на зазор между наконечниками, что может повлиять на эффективность вентилятора, вибрации, механические неисправности и уровень шума. Шум фактически является одной из проблем больших АСС из-за большого количества задействованных вентиляторов [3,4].

Среди возможных стратегий, доступных разработчикам вентиляторов для решения части этих проблем, были предложены синусоидальные передние кромки для контроля отделения задней кромки, развития вихря утечки на кончике и шума. Было обнаружено , что эти модификации передней кромки, разработанные на основе предположений биомимикрии о гидродинамике плавниковых бугорков горбатого кита [5], изменяют динамику отделения и потери подъемной силы в четырехзначных модифицированных аэродинамических профилях NACA. Механизм управления был связан с встречно вращающимися вихревыми парами, срывающимися с зубцов передней кромки. При очень больших углах атаки (т. е. при срыве профиля) эта пара вихрей отвечает за контроль отрыва задней кромки и, в частности, за его ограничение в области задней кромки, которая соответствует впадинам синусоиды передней кромки. Более поздние исследования, основанные на нестационарных вычислениях, показали, что вторичное движение возникает в направлении размаха, причем вторичные явления приводят к вторичной частоте схода, охватывающей весь размах лопасти [6]. Возможность контроля отделения за счет зубцов на передней кромке была использована в модифицированной геометрии осевого вентилятора для контроля развития вихря утечки на наконечнике вдоль всасывающей стороны ротора, что привело к контролируемой динамике сваливания [7]. Более того, что касается шума, экспериментальные и численные результаты [8,9] показывают, как синусоидальные передние фронты приводят к изменению акусти

В рамках проекта MinwaterCSP H2020 [10] мы разработали вентилятор для АСС, который сейчас работает в Стелленбошском университете. Этот вентилятор работает в установке АСС в реальных условиях и характеризуется ограничениями, которые могут привести к искажению условий притока и снижению объемного расхода. Это является следствием близлежащих университетских зданий и водного канала, протекающего под испытательной установкой. Среди требований MinwaterCSP к этому вентилятору ключевым фактором было ограничение уровня шума, поскольку в реальных АСС звуковое излучение сотен агрегатов создает проблемы для здоровья людей и фауны. Однако в данном случае настоящая проблема связана с близостью университета и наличием сотрудников и студентов. По этим причинам здесь представлено предварительное исследование влияния измененной геометрии на аэродинамику этого вентилятора.

Machine Translated by Google

2. Численная методология

Расчетная область выбрана на основе экспериментальной установки, описанной в [2]. В нем описан полномасштабный конденсатор с воздушным охлаждением типа A [11]. Эта экспериментальная конфигурация ACC включает в себя решетку после вентилятора, которая была смоделирована с использованием пористой среды.

Структурные опоры теплообменника не включены в окончательную модель, их влияние с аэродинамической точки зрения минимально. Область, нормализованная по диаметру ротора D, показана на рисунке 2. Область симметрична относительно вентилятора; следовательно, каждая из четырех боковых границ расположена на расстоянии 1,315 D от стенок теплообменника.

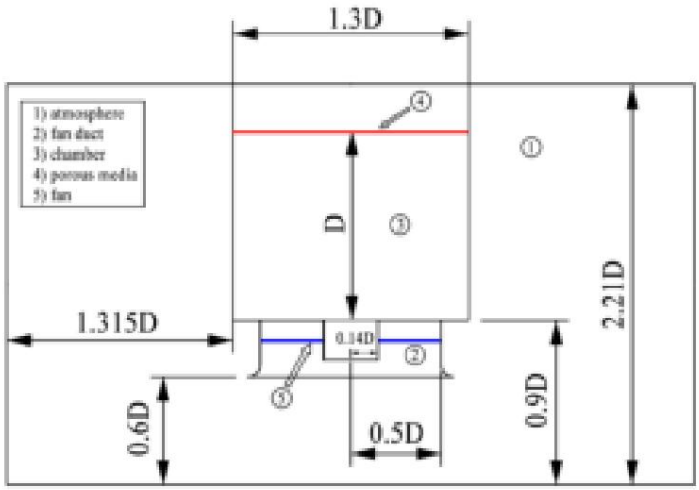


Рисунок 2. Вид числовой области спереди.

Вентилятор представляет собой восьмилопастной тихоходный осевой вентилятор. Диаметр ротора — 7,3 м, соотношение ступицы к законцовке — 0,284. Зазор кончика установлен на уровне 0,2% от хорды кончика лезвия. Хорда кончика лопасти и числа Рейнольдса на основе хорды составляют 825 мм и 4,65 × 105 соответственно. Скорость вращения вентилятора составляет 151 об/мин. Вентилятор обеспечивает полное статическое давление 105 Па при номинальном объемном расходе 333 м3/с. Процесс проектирования как вентилятора, так и его модифицированной версии описан в [12]. Выступы передней кромки спроектированы путем изменения хорды лопасти на +/-5% по синусоидальному закону во внешних 25% размаха лопасти. Исходная лопасть, обозначенная здесь как базовый веер, и ее модифицированная версия, обозначенная здесь как китовый веер, показаны на рисунке 3.

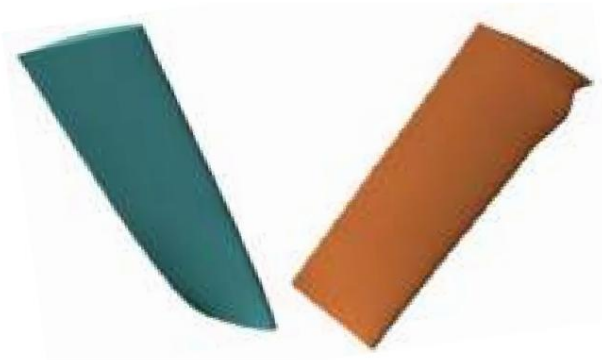


Рисунок 3. Геометрия исходного (слева) и китового (справа) веера.

Расчетная сетка была создана для обеих геометрий с помощью утилиты snappyHexMesh библиотеки OpenFOAM v2106. Базовая сетка включает 0,8 миллиона ячеек с соотношением сторон единицы и размером ячейки примерно 0,13 м. Сетка последовательно уточняется во всем теплообменнике и в области ротора, как показано на рисунке 4.

Machine Translated by Google

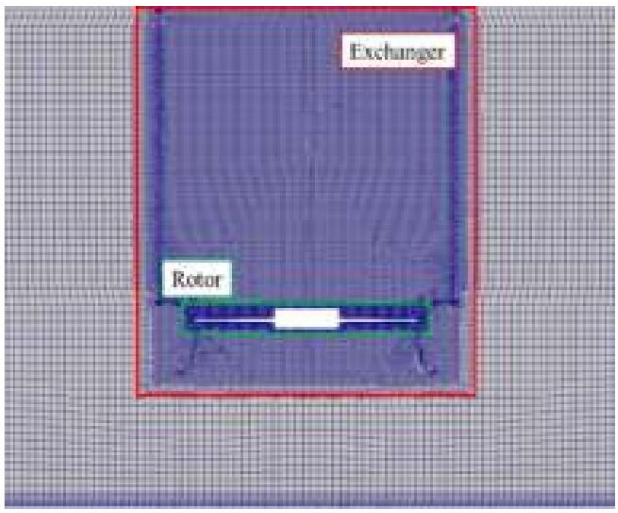


Рисунок 4. Уточнения сетки.

Из-за большой вычислительной области сетка была рассчитана на высокие значения Рейнольдса = 100 расчет. Поэтому расстояние между стенками было установлено таким, чтобы обеспечить $^{+}$ на первом слое. количество ячеек у .

Анализ чувствительности сетки к базовой конфигурации вентилятора был выполнен с использованием повышения общего и статического давления в качестве параметра сходимости. Результаты показаны на рисунке 5 и показывают, что для этой установки достаточно измельчения сетки в 20 миллионов ячеек. Для моделирования внешней атмосферы используется два миллиона ячеек : 15 миллионов в области ротора и 3 миллиона в теплообменнике . Визуализация решеток на роторах китового вентилятора представлена на рисунке 6.

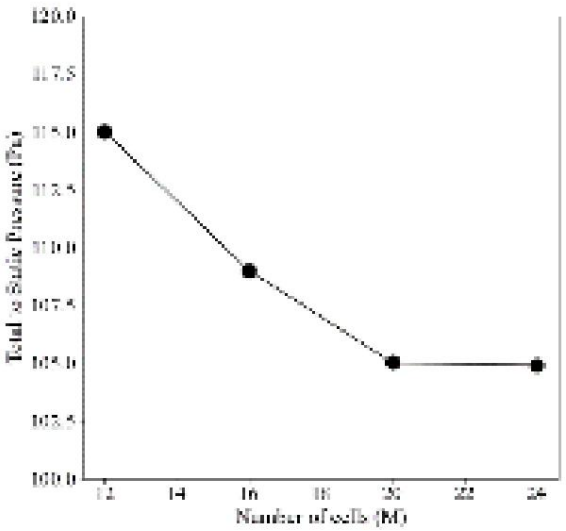


Рисунок 5. Давление TTS в зависимости от количества ячеек, базовое лезвие.

Пористая среда моделируется с использованием соотношения Дарси–Форхгеймера для перепада давления в теплообменнике:

$$\frac{p}{x_j} = \frac{\mu}{K} U_{\text{ж}} - \frac{\mu^2}{j\,к1} U \quad (1)$$

Этот градиент давления действует как сток в уравнении количества движения. Коэффициенты уравнения (1) были получены на основе геометрии прямоугольной сетки испытательного стенда, характерная длина которой составляет 5 см, в соответствии с методологией, описанной в [13]. Поскольку поток

Machine Translated by Google

характеризуется преобладающим осевым направлением, коэффициенты в ортогональных направлениях установлены равными 1010 .

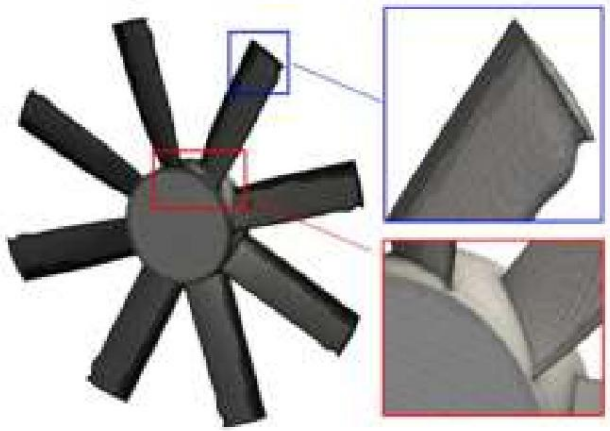


Рисунок 6. Сетка вентилятора и детали решетки на кончике лопасти и ступице, конструкция китового вентилятора.

Моделирование турбулентности основано на модели RNG k-epsilon [14]. Стационарные вычисления основаны на подходе замороженного ротора, а уравнения несжимаемой жидкости решаются с использованием решателя SIMPLE. Сходимость оценивалась по крутящему моменту вентилятора и скорости в зондах перед и после вентилятора. Линеаризованные системы уравнений решались с помощью SmoothSolver для всех величин, кроме давления, которое решалось с помощью решателя сопряженных градиентов. Допуск сходимости был установлен на 10-6 для всех величин, кроме давления, которое было установлено на 10-4 .

Схема граничных условий показана на рисунке 7. Земля рассматривается как шероховатая стена с относительной толщиной 0,1. На боковых границах накладывается массовый расход , равный 25 % рабочей точки вентилятора. Атмосфера рассматривается как стена скольжения для обеспечения численной стабильности моделирования. На выходе из вентилятора создается полное давление с условием нулевого градиента (zG) скорости. На всех твердых поверхностях используются стандартные пристеночные функции для турбулентной кинетической энергии, скорости ее диссипации и турбулентной вязкос

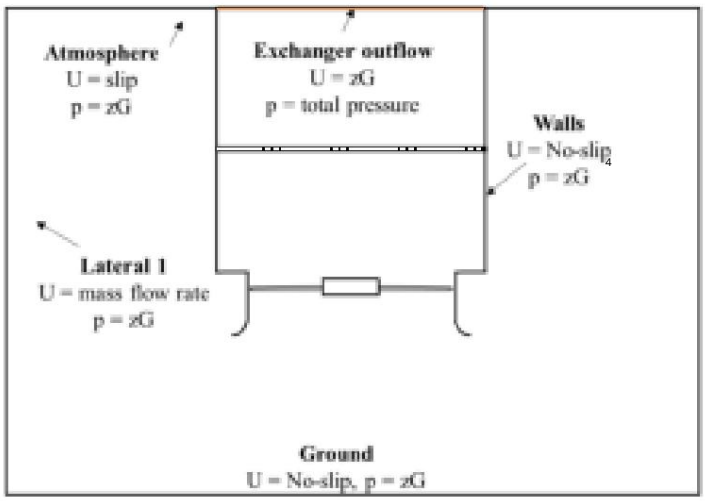


Рис. 7. Схема граничных условий, вид спереди.

3. Результаты

В качестве проверочной оценки точности вычислений сравнение давления TTS и эффективности TTS показано в таблице 1. Давление усреднено по двум плоскостям на высоте 1,6 D и 1,8 D от земли. Результаты показывают, что способность двух вентиляторов повышать давление в условиях ISO практически одинакова, с немного худшей эффективностью для

Machine Translated by Google

китовый веер, что подтверждает выводы работы [15]. Однако установка внутри ACC настройка приводит к разному поведению: базовая геометрия фактически показывает уменьшение способность повышения давления 32% с незначительным изменением поглощаемой мощности, в то время как Китовый вентилятор снижает как повышение давления, так и энергопотребление примерно на 10%.

Таблица 1. Проверка результатов CFD.

Геометрия	Настраивать	pTTS (Па)	Мощность (кВт)
Датам	ACC	95	61,7
	Одиночный ротор	140	60,4
Кит	ACC	123,8	56
	Одиночный ротор	137,6	62

Такое изменение производительности связано с более высокой работоспособностью наконечника. области и изменение размаха течения. Это показано на рисунке 8, где китовый веер демонстрирует линейную тенденцию от корня до 85% пролета, а базовая геометрия имеет более высокое значение радиальной скорости у основания лопасти, а затем более низкое значение от 1/3 размаха лопасти.

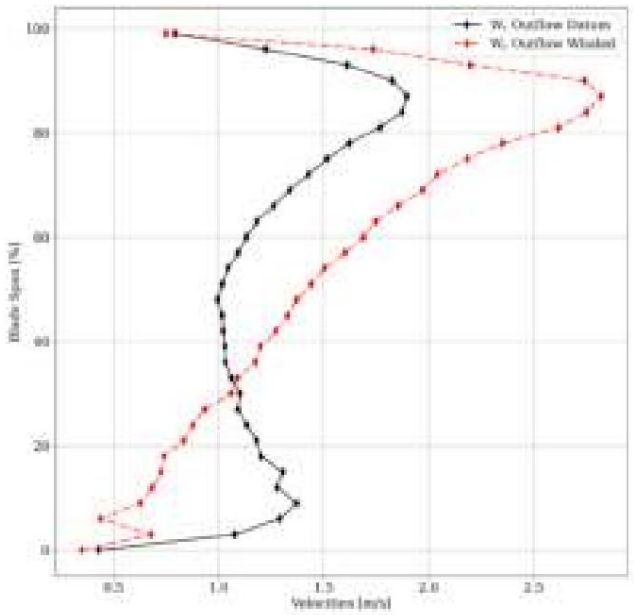


Рисунок 8. Лучевая скорость на выходе базового веера (черный) и китового веера (красный).

Изменение показателей можно связать главным образом с влиянием ведущих модификация края при развитии вихря утечки на кончике. Как показано на рисунке 9, в Дело в том, что на вершине синусоидальной передней кромки поток ускоряется и достигает относительной скорость более 70 м/с. Образующаяся струя, выпущенная этой областью ротора, задерживает развитие вихря утечки на кончике относительно опорного вентилятора. Фактически, в данных геометрии, течь начинается примерно с 10% хорды концевой части, со вторичной вихрь высвобождается примерно на 50% хорды.

На китовом роторе присутствует только эта вторая конструкция из-за встречного вращения. поток, высвобождаемый модифицированной передней кромкой, блокирует развитие первой утечки структура. Это лучше видно на рисунках 10 и 11, где относительная скорость и давление контуры нанесены на изорадиусной поверхности на 99% размаха лопасти. На обоих рисунках четко выражен след вихревой системы утечки наконечника с запоздалым развитием. для китовой геометрии ротора.

Machine Translated by Google

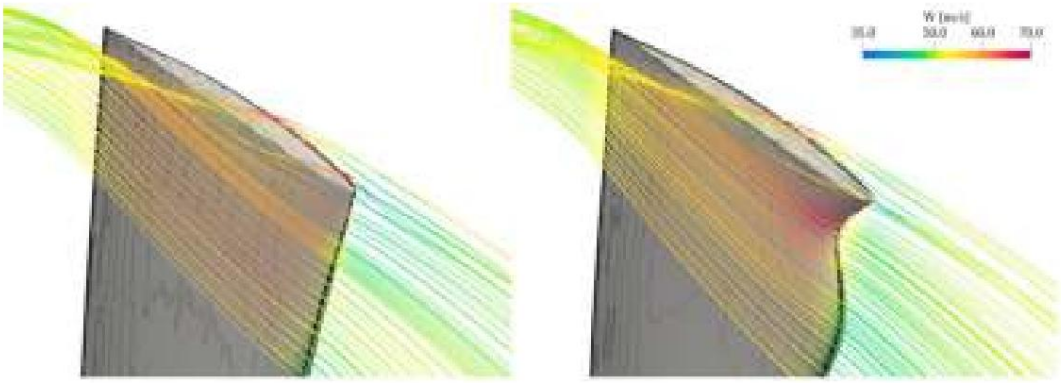


Рис. 9. Линии тока относительной скорости на кончике, окрашенные относительной скоростью. Слева: исходное значение; правильно: китобойный.

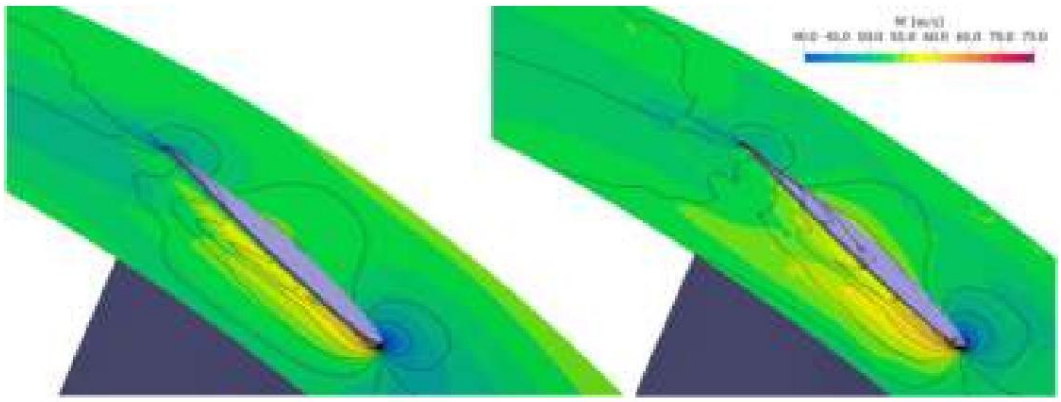


Рисунок 10. Изолинии относительной скорости на изорадиусной поверхности на 99 % размаха лопасти. Рисунок 10. Изолинии относительной скорости на изорадиусной поверхности на 99 % размаха лопасти. Слева: исходное значение; правильно: китобойный.

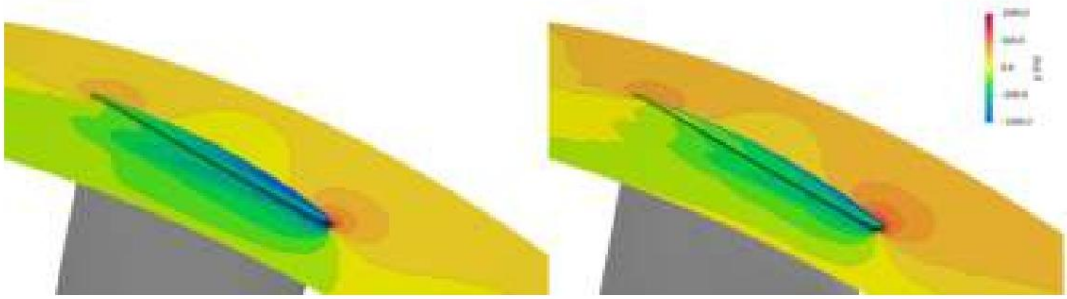


Рисунок 11. Изолинии относительного давления на изорадиусной поверхности на 99% размаха лопатки. Слева: исходное значение; правильно: китобойный.

4. Выводы

Следуя выводам предыдущих работ по модифицированным роторам вентиляторов с синусоидальными передними кромками, мы протестировали это решение по управлению потоком на вентиляторе конденсатора воздушного охлаждения для паровых электростанций.

В конструкции ISO исходная лопасть и китовая лопасть имеют одинаковые характеристики как по способности к повышению общего статического давления, так и по поглощаемой мощности. Однако при установке в ACC наблюдается явное улучшение, поскольку у китового вентилятора наблюдается потеря повышения давления по сравнению с расположением ISO примерно на 11% по сравнению с потерей на 32% для базовой лопатки. Кроме того, потребляемая мощность снижается на 10%, в то время как базовый вентилятор испытывает незначительную разницу по сравнению с условиями ISO.

Machine Translated by Google

Различное поведение тогда было связано с радиальным перераспределением потока, вызванным модифицированным ротором, и его способностью контролировать и противопоставлять развитие вихря утечки на конце ротора на стороне всасывания ротора. Эти результаты аналогичны тем, что показаны в [5].

Вклад автора: концептуализация, LT, GD, JvdS и AC; Методология, LT, GD, JvdS и AC; Программное обеспечение, LT, GD, JvdS и AC; Валидация, LT, GD, JvdS и AC; Формальный анализ, LT, GD, JvdS и AC; Расследование, LT, GD, JvdS и AC; Ресурсы, LT, GD, JvdS и AC; Курирование данных, LT, GD, JvdS и AC; Письмо — подготовка первоначального проекта, LT, GD, JvdS и AC; Написание — обзор и редактирование, LT, GD, JvdS и AC; Визуализация, ЛТ, ГД, JvdS и AC; Надзор, LT, GD, JvdS и AC; Администрация проекта, LT, GD, JvdS и AC; Привлечение финансирования, LT, GD, JvdS и AC; Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление о доступности данных: данные, геометрия и числовые настройки доступны авторам по запросу.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Фури, Н.; Ван дер Спей, SJ; Фон Бэкстрем, ТВ; Ван Дер Спей, С. Моделирование влияния ветра на производительность осевых вентиляторов в пароконденсаторных системах с воздушным охлаждением. Дж. Терм. наук. англ. Прил. 2015, 7, 021011. [CrossRef]
2. Ван дер Спей, С.Дж.; Элс, Нью-Джерси; Тиеги, Л.; Делибра, Г.; Корсини, А.; Лоу, ФГ; Запке, А.; Мейер, CJ. Предварительная оценка модели 24 Ft. Производительность диаметрального вентилятора на испытательном стенде крупных систем охлаждения MinWaterCSP. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2021 г.; п. B001T10A005.
3. Ван дер Спей, С.Дж.; фон Бэкстрем, ТВ; Крёгер, Д.Г. Характеристики малошумных вентиляторов в конденсаторах пара с воздушным охлаждением электростанций. Шумоконтроль англ. Дж. 2009, 57, 341–347. [Перекрестная ссылка]
4. Анджелини, Г.; Бонанни, Т.; Корсини, А.; Делибра, Г.; Тиеги, Л.; Вольпони, Д. Об оптимизации по-настоящему реверсивных профилей лопастей для осевых вентиляторов на основе суррогатных методов. Дизайны 2018, 2, 19. [CrossRef]
5. Корсини, А.; Делибра, Г.; Шеард, А.Г. О роли выступов на передней кромке в контроле начала срыва лопастей осевого вентилятора. Дж. Жидкости Eng. 2013, 135, 0811041–0811048. [Перекрестная ссылка]
6. Чжан, ММ; Ван, ГФ; Сюй, Дж. З. Аэродинамический контроль профиля с низким числом Рейнольдса и выступами передней кромки. АИАА Дж. 2009, 51, 1960–1971. [Перекрестная ссылка]
7. Корсини, А.; Делибра, Г.; Шеард, А.Г. Применение синусоидальных передних кромок лопастей в методологии проектирования вентиляторов для повышения устойчивости к опрокидыванию. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. J. Power Energy 2014, 228, 255–271. [Перекрестная ссылка]
8. Бидерманн, ТМ; Камейер, Ф.; Пашерайт, Колорадо Последовательный аэроакустический перенос зубцов передней кромки с одного профиля крыла к применению вентилятора низкого давления. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2019, 141, 101011. [CrossRef]
9. Бидерманн, ТМ; Чонг, ТП; Камейер, Ф.; Пашерайт, Кол.О. Статистически-эмпирическое моделирование шума профиля, подвергающегося воздействию Передовые зубцы. AIAA J. 2017, 55, 3128–3142. [Перекрестная ссылка]
10. Проект MinWaterCSP. Доступно онлайн: http://www.minwatercsp.eu. (по состоянию на 16 января 2023 г.).
11. Кирштейн, К.Ф.; Фон Бэкстрем, ТВ; Крёгер, Д.Г. Поток через переходную секцию коллектора к дымоходу солнечной электростанции . В материалах Международной конференции по солнечной энергии ASME 2005, Орландо, Флорида, США, 6–12 августа 2005 г.; стр. 713–719. [Перекрестная ссылка]
12. Вольпони, Д.; Бонанни, Т.; Тиеги, Л.; Делибра, Г.; Уилкинсон, М.; ван дер Спей, Дж.; фон Бэкстрем, Т. Результаты CFD-моделирования охлаждающего вентилятора MinWaterCSP. В материалах Международной конференции Fan 2018 по шуму вентиляторов, аэродинамике, приложениям и системам, Дармштадт, Германия, 18–20 апреля 2018 г. [CrossRef]
13. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическому сопротивлению; Комиссия по атомной энергии США: Вашингтон, округ Колумбия, США, 1986 г.
14. Яхот, В.; Орзаг, SA; Тангам, С.; Гацкий, ТБ; Speziale, CG Разработка моделей турбулентности для сдвиговых течений двойным техника расширения. Физ. Жидкости А Fluid Dyn. 1992, 4, 15:10–1520. [Перекрестная ссылка]
15. Тиги, Л.; Делибра, Г.; Корсини, А.; Ван Дер Спей, Дж. Численное исследование вентилятора конденсатора с воздушным охлаждением CSP. Веб-конференция E3S. 2020, 197, 11010. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Многоточечная и многоцелевая оптимизация центробежных вентиляторов методом 3D обратного проектирования

Цзяннань Чжан 1* и Мехрдад Зангене 2

1 Advanced Design Technology Ltd., Лондон SW1P 4DU, факультет
2 машиностроения Великобритании, Университетский колледж Лондона, Лондон WC1E 6BT, Великобритания
* Переписка: j.zhang@adtechnology.com или jiangnan.zhang@outlook.com.

Аннотация: В этой статье мы представляем конструкцию и оптимизацию центробежного вентилятора с требованиями максимизации повышения общего статического давления и общего статического КПД в двух рабочих точках, а также максимального крутящего момента, обеспечиваемого мощностью двигателя с использованием Метод обратного трехмерного проектирования, исследование DOE (планирование эксперимента), RSM (модель поверхности отклика) и MOGA (многокритериальный генетический алгоритм). Геометрия вентилятора параметризуется с использованием 13 конструктивных параметров и генерируется 120 различных конструкций. Характеристики вентиляторов всех конструкций в двух рабочих условиях оцениваются посредством стационарного моделирования CFD. Полученная матрица проектирования используется для создания RSM на основе метода Кригинга, а MOGA используется для поиска пространства проектирования с использованием RSM и поиска оптимального дизайна.

Ключевые слова: многоточечный; многоцелевой; оптимизация; центробежные вентиляторы; метод обратного расчета; МОУ; РСМ; МОГА

1. Введение

Центробежные вентиляторы используются во многих приложениях, где при компактных размерах требуется относительно высокий подъем давления. Область применения может варьироваться от бытовой техники [1] до промышленных систем кондиционирования воздуха и охлаждения центров обработки данных [2–6]. Харихаран и Говархан изучали влияние впускного зазора на аэродинамические характеристики центробежного нагнетателя [7]. Сингх и др. выполнили параметрическое исследование влияния количества лопастей, угла лопастей TE и соотношения диаметров на производительность центробежного вентилятора на основе экспериментов и численного моделирования [8]. Джеон исследовал влияние конструктивных параметров на производительность и шум центробежного вентилятора [9]. Все упомянутые выше работы были сосредоточены на производительности вентилятора только в одной точке, которая является расчетной точкой или BEP (точка наилучшего КПД), в то время как для некоторых применений вентиляторы должны соответствовать многоточечным требованиям с точки зрения повышения давления. скорость потока и эффективность. Для решения такого рода многоточечных проблем проектирования и оптимизации подходы DOE и RSM широко использовались для насосов, турбин и компрессоров [10–12]. Бехзадмер и др. провели параметрическое исследование центробежного вентилятора с загнутыми назад лопатками с использованием DOE с использованием пяти конструктивных параметров, причем каждый расчетный параметр имел два уровня вариации [13]. Основным недостатком этого метода является то, что использовалось очень небольшое количество расчетных параметров, а это означает, что другие, более важные параметры, могли быть упущены. Цю и др. выполнили многоточечную оптимизацию конструкции лопасти осевого вентилятора с высокой степенью двухконтурности, используя приближение DOE и Кригинга [14]. Оптимизированная конструкция демонстрирует повышение эффективности на 0,1% в расчетной точке, но имеет худшие характеристики эффективности в рабочем диапазоне. Как видно , в литературе мало исследований по аэродинамической многоточечной оптимизации формы лопастей центробежных вентиляторов, это основная причина, по которой авторы хотели бы опубликовать эту работу.

В этой статье мы начали с разработки базовой конструкции, которая отвечает требованиям по повышению давления в двух рабочих точках, используя метод обратного трехмерного проектирования. Вентилятор

check for updates

Цитирование: Чжан Дж.; Зангене, М. Многоточечная и многоцелевая оптимизация центробежных вентиляторов методом обратного трехмерного проектирования. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 8. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010008

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 27 сентября 2022 г.
Пересмотрено: 3 февраля 2023 г.
Принято: 12 февраля 2023 г.
Опубликовано: 2 марта 2023 г.

Копирайт: © 2023 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/).

Machine Translated by Google

Аэродинамические характеристики (рост общего/статического (ts) давления и эффективность ts) оцениваются с помощью стационарного моделирования CFD. Затем меридиональная геометрия и параметры нагрузки на лопасти параметризируются с использованием 13 параметров, и создается около 120 различных геометрий лопастей с широким диапазоном изменений этих 13 конструктивных параметр Значения повышения давления Ts и эффективности TS этих 120 конструкций оцениваются с помощью моделирования CFD. Получена матрица проектирования, состоящая из всех конструктивных и эксплуатационных параметров этих 120 конструкций. Кригинг используется для создания RSM с использованием данных матрицы проектирования , а MOGA используется для поиска оптимальных конструкций в пространстве проектирования на основе RSM. Окончательная оптимальная конструкция выбирается из фронта Парето, и ее производительность проверяется с помощью моделирования CFD в двух рабочих точках. Блок-схема процесса проектирования и оптимизации показана на рисунке 1.

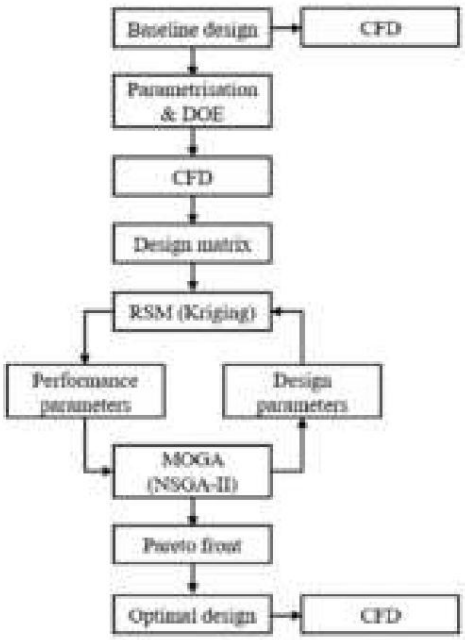


Рисунок 1. Блок-схема процесса проектирования и оптимизации.

2. Конструкция

лезвия 2.1. Метод обратного 3D-проектирования

Метод обратного трехмерного проектирования, также известный в литературе как метод циркуляции, подробно описан в [15]. Он использовался при разработке различных типов вентиляторов, включая осевые вентиляторы [16] и центробежные нагнетатели [17,18]. Геометрия лопасти (rvθ) рассчитывается итеративно на основе заданного распределения нагрузки на лопасти (m , вдоль меридионального направления) по меридиональной геометрии; rvθ — усредненная по окружности связанная циркуляция, производная rvθ определяемая приведенным ниже уравнением (1), где r — радиус, vθ — окружная скорость, а N — количество лопастей. Для несжимаемого потенциального потока нагрузка на лопатку (разность давлений между поверхностью давления и поверхностью всасывания лопатки) определяется уравнением (2), где p — статическое давление на стороне давления , а p — статическое давление на стороне давления. сторона всасывания.

$$\overline{rv\theta} = \frac{H}{2\pi} \int_0^{2\pi/H} r \cdot v\theta \, d\theta \quad (1)$$

$$\Delta p = \frac{(\overline{rv\theta})}{H} \frac{2\pi \rho W_{mbl}}{m} \quad (2)$$

Machine Translated by Google

2.2. Параметризация лезвия

Основными исходными данными для обратного метода проектирования являются меридиональная геометрия, распределение толщины лопаток, нагрузка на лопатки и их укладка. Меридиональная геометрия лопатки параметризуется восемью параметрами, включая ширину вершинки лопатки (L), радиальную длину ступицы (dRhub), радиальную длину бандажа (dRshr), угол TE (α), угол ступицы (βhub), бандаж угол (βshr), кривизну LE и кривизну кожуха, как показано на рисунке 2. Распределение толщины лопастей определяется как константа 5 мм, а количество лопастей равно шести. LE и TE rvθ используются в качестве входных данных, которые фиксируют коэффициент работы (удельный крутящий момент/мощность) на основе (rvθ) по уравнению турбомашин Эйлера. Распределение нагрузки на лопатку по потоку ( ) m определяется с помощью трехсегментного метода, показанного на рисунке 3. Распределение нагрузки определяется двумя кривыми на ступице и бандаже. Для каждой кривой две точки в меридиональном положении (NC и ND) делят кривую на три части. Первая и последняя кривые имеют параболическую форму, а средняя кривая представляет собой прямую линию. Наклон средней прямой определяется параметром SLOPE. Величина нагрузки в LE (m = 0, где m — нормированная меридиональная координата) определяется DRVT, который контролирует падение в LE.

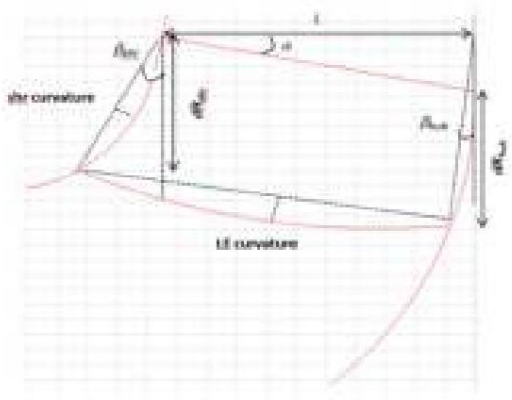


Рисунок 2. Параметризация меридиональной геометрии.

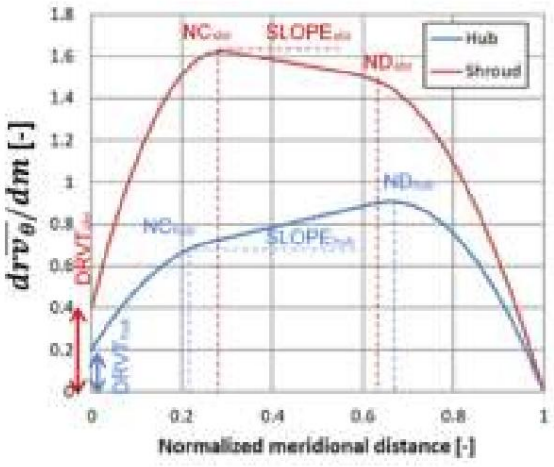


Рис. 3. Продольная нагрузка на лопатку, определенная трехсегментным методом.

Последний требуемый входной параметр — это условие суммирования, которое представляет собой распределение угла охвата по размаху в фиксированном положении по потоку. Для фанатов принято ставить стаки на TE. Большинство центробежных вентиляторов изготовлены из листового металла, а лопасти должны быть двухмерными и с осевой нитью. Однако развитие аддитивного производства может облегчить проектирование лопастей центробежных вентиляторов с трехмерной геометрией. Метод обратного 3D-проектирования, используемый в этом исследовании, позволяет довольно легко проектировать как в 3D, так и в 2D. В этой статье для оптимизации лопаток используется 2D-геометрия , а для всех конструкций используется нулевое суммирование в точке TE. Как только все

Machine Translated by Google

заданы входные данные, метод обратного 3D-проектирования вычисляет форму лопасти для заданной заданной нагрузки на лопасть.

2.3. Технические характеристики конструкции и базовое поколение

лопастей. Технические характеристики конструкции показаны в Таблице 1. Вентилятор должен соответствовать требованиям к минимальному повышению давления в двух рабочих точках (OP1 и OP2). Максимальный крутящий момент задается прилагаемым двигателем, и основная цель — максимизировать эффективность в двух рабочих точках. Геометрические ограничения заключаются в том, что диаметр вентилятора не может превышать максимальное предусмотренное значение, а лопасть должна быть двумерной и иметь осевую нить.

Таблица 1. Технические характеристики и ограничения проекта.

Коэффициент расхода	0,22
Коэффициент загрузки	0,39
об/мин	об/минмакс.
Объемный расход @ OP1	Q1
Повышение давления @ OP1	p1
Объемный расход @ OP2	Q2 = 117%Q1 p2
Повышение давления @ OP2	τmax
Крутящий момент	
Эффективность @ OP1	Максимизировать
Эффективность @ OP2	Максимизировать
Диаметр рабочего колеса	Dmax
Лезвие	2D и аксиальная нить

Меридиональная геометрия базовой конструкции показана на рисунке 4. LE/TE rvθ и продольная нагрузка на лопасти показаны на рисунке 5. Следует отметить, что LE/TE rvθ нормализуется радиусом вершины лопасти и скоростью вершины. После сходимости решателя трехмерная лопасть из метода обратного проектирования преобразуется в двухмерную лопасть с осевой нитью с использованием модификации осевой нити, которая аксиально отображает распределение углов охвата ступицы на все остальные слои по размаху.

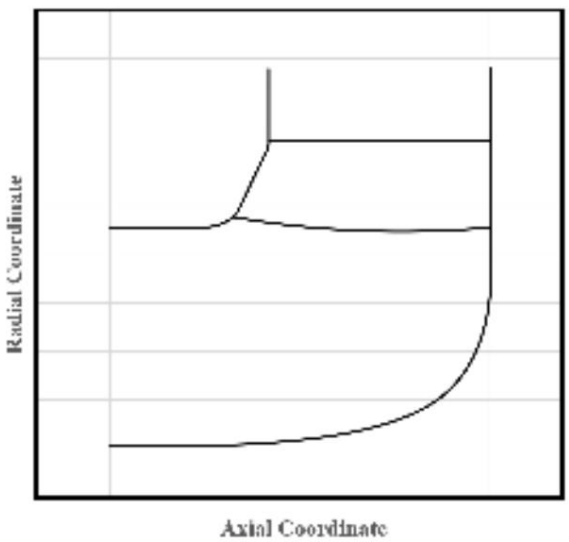


Рисунок 4. Базовая меридиональная геометрия.

Machine Translated by Google

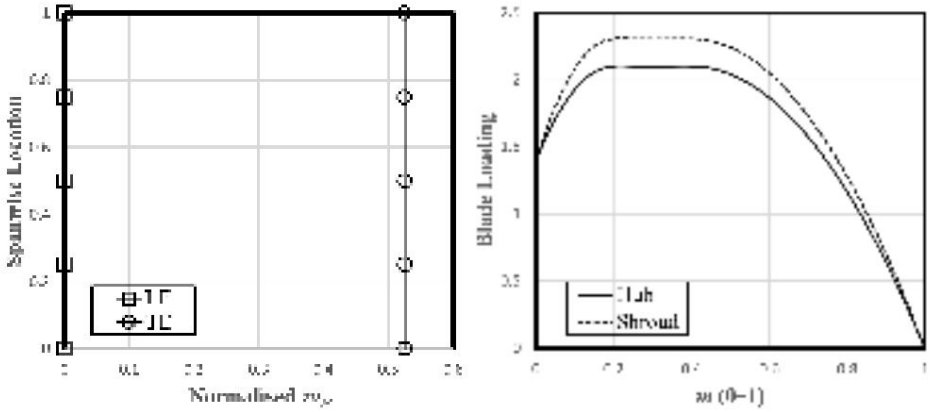


Рисунок 5. Базовая линия rvθ по размаху и продольная нагрузка на лопасти.

3. Моделирование CFD

3.1. Генерация сетки

Структурированная сетка была создана с помощью ANSYS TurboGrid для лопаток рабочего колеса (около 500 000 элементов шестигранников), а неструктурированная сетка была создана для входного конуса и геометрий входного/выходного блока (около 500 000 элементов тетраэдров). Общее количество элементов около 1 000 000. Размер пристеночного элемента составляет 0,03 мм для рабочего колеса и 0,05 мм для входного/выходного блока, что приводит к максимальному значению y+ на стенках менее 1,0, в пределах вязкого подслоя; y+ — безразмерное расстояние (основанное на локальной скорости клеточной жидкости) от стенки до первого узла сетки. Количество призменных слоев для накачивания составляет 10. Как видно на рисунке 6, зазор между неподвижным впускным конусом и вращающимся кожухом рабочего колеса хорошо разрешен.

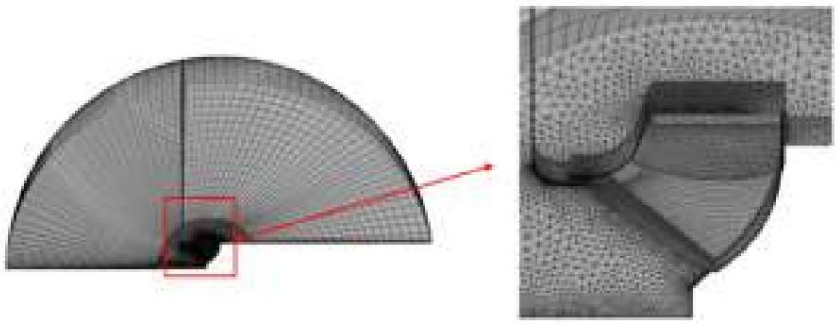


Рисунок 6. Расчетная область.

3.2. Настройка

CFD Стационарное CFD-моделирование (RANS) было выполнено с использованием коммерческого программного обеспечения ANSYS CFX. Входное граничное условие — заданный массовый расход, выходное граничное условие — отверстие со статическим давлением 1 атм. Рабочее колесо вращающееся с фиксированной частотой вращения. Для экономии вычислительных затрат для всех областей использовались периодические граничные условия . Интерфейс между стационарной областью и вращательной областью установлен как «Замороженный ротор». Используемая модель турбулентности представляет собой транспортировку сдвигового напряжен
Использовалась схема адвекции высокого разрешения (2-го порядка). Критерии сходимости уравнений неразрывности и импульса были установлены как RMS < 1,0 × 10 4 . Значения повышения давления вентилятора и крутящего момента отслеживались и достигают постоянного значения после сходимости решения. Полная модель CFD показана на рисунке 7.

Machine Translated by Google

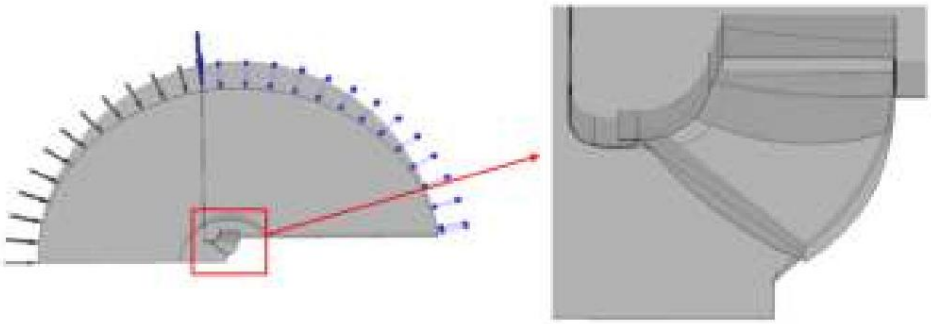


Рисунок 7. Модель CFD в ANSYS CFX.

3.3. Результаты CFD

После того как CFD-моделирование будет сведено воедино, рост давления, крутящий момент и эффективность значения могут быть получены для обеих рабочих точек (OP1 и OP2) и суммируются в Таблице 2. Повышение общего давления до статического рассчитывается как разница между входным общее давление и статическое давление на выходе. Видно, что базовый дизайн почти соответствует требованиям по повышению давления в обеих рабочих точках и не превышает максимальный крутящий момент. Эффективность для OP1 и OP2 составляет 57,7% и 44,2% соответственно. После детального изучения поля течения было обнаружено, что поток ведет себя хорошо в ступице и в середине пролета, но отделяется возле бандажной части лопасти на OP1 и OP2, что можно увидеть на рисунке 8.

Таблица 2. Базовые результаты CFD.

Имя переменной	ОП1	ОП2
об/мин	RPMmax Q1	Максимальное число оборотов в минуту
Q	Δ	Δ
Δ птс	0,99 p1 τ	0,94 p2
Δ τ	τmax	0,91 τмакс
η τ	57,7% τ	44,2% τ
	η	

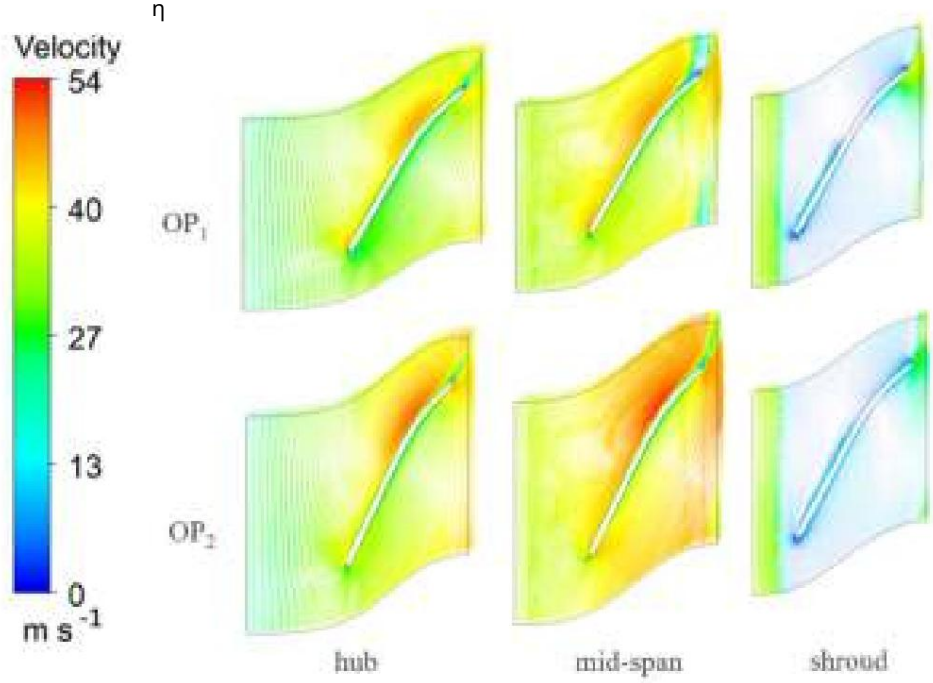


Рисунок 8. Базовый вектор относительной скорости на OP1 и OP2 .

Machine Translated by Google

4. МЭ и оптимизация 4.1. МО

Чтобы улучшить и получить максимально возможную производительность вентилятора, было проведено исследование Министерства энергетики.

Всего имеется 13 расчетных параметров, в том числе 8 параметров меридиональной геометрии и 5 параметров нагружения (NC, ND, SLOPE, DRVT и RVT_TE). DRVT — это значение продольной нагрузки на уровне LE, как показано на рисунке 3, а RVT_TE — это TE $rv\theta$. Те же значения используются для нагрузки на лопасти ступицы и бандажа для получения 2D/осевых лопастей с нитью. Для каждого из 13 проектных параметров тщательно определяются минимальное и максимальное значения вокруг базового значения, что позволяет исследовать большое пространство проектирования и имеет хорошую степень сходимости, чтобы избежать множества расхождений в МЭ. Выборка в латинском гиперкубе (LHS) — это статистический метод , который можно использовать для создания случайной выборки из нескольких параметров. Количество проектов должно быть равно количеству уровней для каждого параметра проектирования и превышать количество параметров проектирования. Выборка Optimal Latin Hypercube (OLHS) представляет собой специальную LHS, в которой все проектные точки расположены на равном расстоянии друг от друга [19]. Недостатком OLHS является то, что для создания матрицы проектирования требуется больше времени по сравнению с LHS. Всего с помощью метода OLHS было создано 120 различных дизайнов. Для каждой конструкции создание лопаток, создание сетки и CFD (две рабочие точки) выполнялись автоматически в ANSYS Workbench, как показано на рисунке 9.

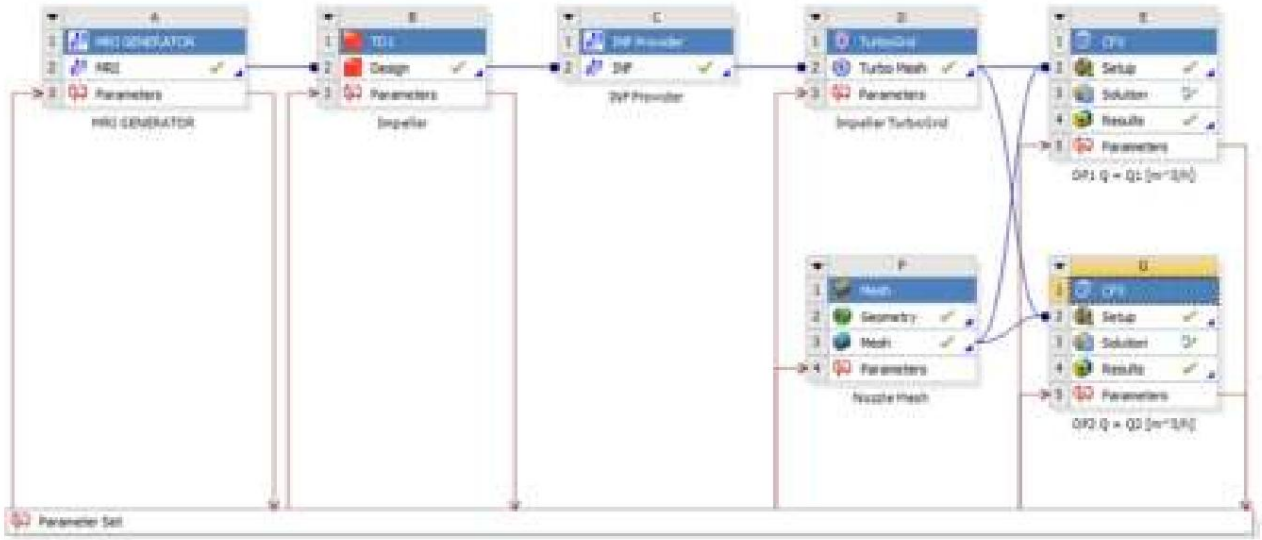


Рисунок 9. Автоматизированный рабочий процесс DOE в ANSYS Workbench.

После завершения моделирования CFD была получена матрица проектирования из 120 проектов со всеми проектными параметрами и параметрами производительности. Все результаты CFD показаны на рисунке 10. Видно, что ряд конструкций Министерства энергетики отвечают требованиям минимального повышения давления в обеих рабочих точках с хорошей эффективностью по сравнению с базовой конструкцией. Значения крутящего момента почти всех конструкций DOE не превышают максимальное ограничение.

4.2. Оптимизация

Термины «модель поверхности отклика» (RSM), «суррогатная модель», «аппроксимационная модель» и «метамодель» используются в литературе как синонимы. RSM представляет собой математическую модель, построенную на основе данных известных проектов (обычно из Министерства энергетики), которая обеспечивает быструю аппроксимацию и оценку целей для различных параметров конструкции в новых точках проектирования.

Machine Translated by Google

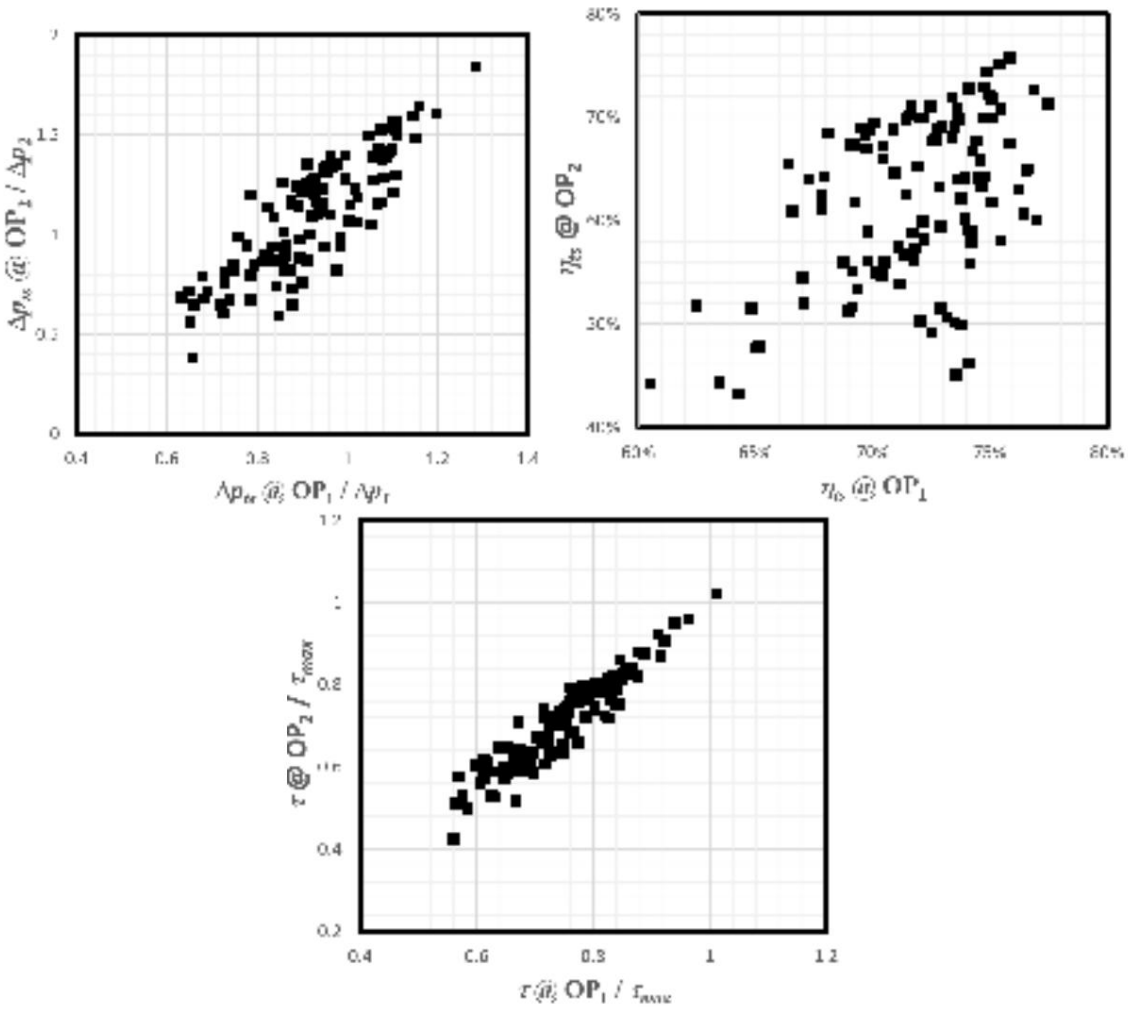


Рисунок 10. Результаты CFD (рост давления, эффективность и крутящий момент) конструкций DOE.

Кригинг — это метод интерполяции, который был впервые предложен южноафриканским статистиком и горным инженером Дэни Г. Кригом и используется для прогнозирования местоположения неизвестных минеральных ресурсов. Основная идея кригинга заключается в том, что значение в неизвестной точке должно быть средним из известных значений у его соседей, взвешенных по расстоянию соседа до неизвестной точки (Чанг и Силлер [20,21]).

MOGA (NSGA-II, генетический алгоритм сортировки без доминирования-II) — это многокритериальный генетический алгоритм, который был впервые предложен Дебом и др. [22]. Он хорошо подходит для пространств с высокой нелинейностью дизайна; каждая цель рассматривается отдельно, и фронт Парето строится путем выбора возможных планов, в которых не доминируют.

Все результаты ДОЭ могут быть использованы для создания RSM с использованием метода аппроксимации Кригинга. Рассчитанный CoP (коэффициент прогноза) выходных параметров для Kriging RSM составляет около 0,85. Оптимизация выполнялась путем поиска пространства проектирования с заданными ограничениями и целями, а производительность различных конструкций можно быстро оценить с помощью модели Kriging RSM. Ограничения и цели , используемые при оптимизации, перечислены в Таблице 3. Следует отметить, что «Угол» определяется уравнением (3). Этот параметр используется для управления наклоном (формой) кривой pQ вентилятора и должен поддерживаться как можно ближе к целевому значению, которое составляе

$$\text{Угол} = \tan^{1}\frac{p1 - p2}{K1 - K2} \quad (3)$$

Machine Translated by Google

Таблица 3. Ограничения и цели оптимизации.

p @ OP1	p1	
p @ OP2	p2	
τ @ OP1	τмакс	
τ @ OP2	τмакс	Δ
Угол Δ	5,5 и 4,9	Δ
ηts @ OP1	Максимизировать	τ
ηts @ OP2	Максимизировать	τ

Всего с использованием MOGA (NSGA-II) было создано 100 000 проектов.
Фронт Парето и выбранная оптимальная конструкция показаны на рисунке 11. Очевидная закономерность
можно наблюдать компромисс между эффективностью в двух рабочих точках.

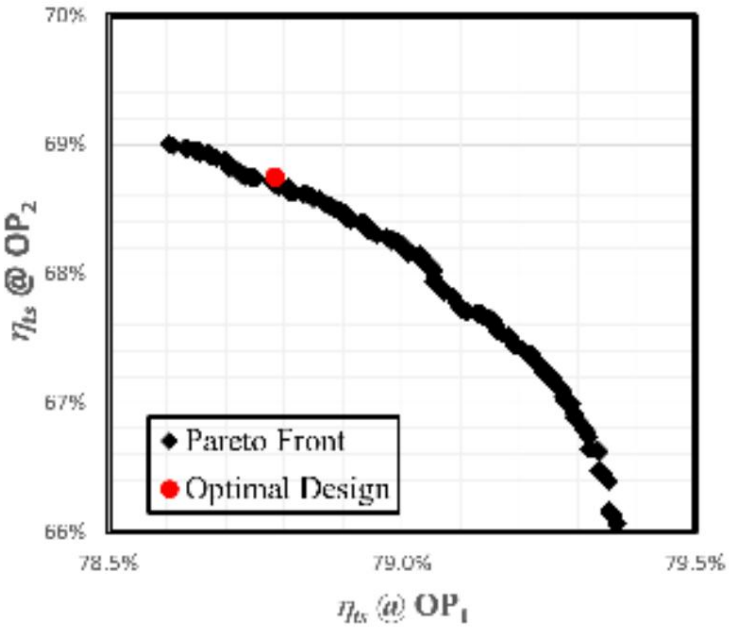


Рисунок 11. Фронт Парето и выбранный оптимальный дизайн.

Производительность CFD оптимальной конструкции сравнивается с базовым и
показано на рисунке 12. Повышение давления оптимальной конструкции значительно улучшается при
обе рабочие точки по сравнению с целевыми и базовыми значениями при сохранении
желательный наклон pQ (форма). Эффективность оптимальной конструкции повышается примерно на
20 процентных пунктов в обеих рабочих точках по сравнению с базовым проектом. Крутящий момент
значения уменьшаются и не превышают максимальное ограничение.

Сравнение меридиональной геометрии и продольной нагрузки на лопатки между
оптимальная конструкция и базовая линия показаны на рисунке 13. Сравнение 3D
Геометрия базовой линии и оптимальная конструкция показаны на рисунке 14.

Повышение эффективности также можно объяснить путем сравнения полей потоков
два дизайна (рис. 7 и 15). В частности, течение вблизи бандажа оптимального
конструкция значительно улучшена и теперь полностью крепится к поверхности лезвия по сравнению с
что и базовый проект.

Machine Translated by Google

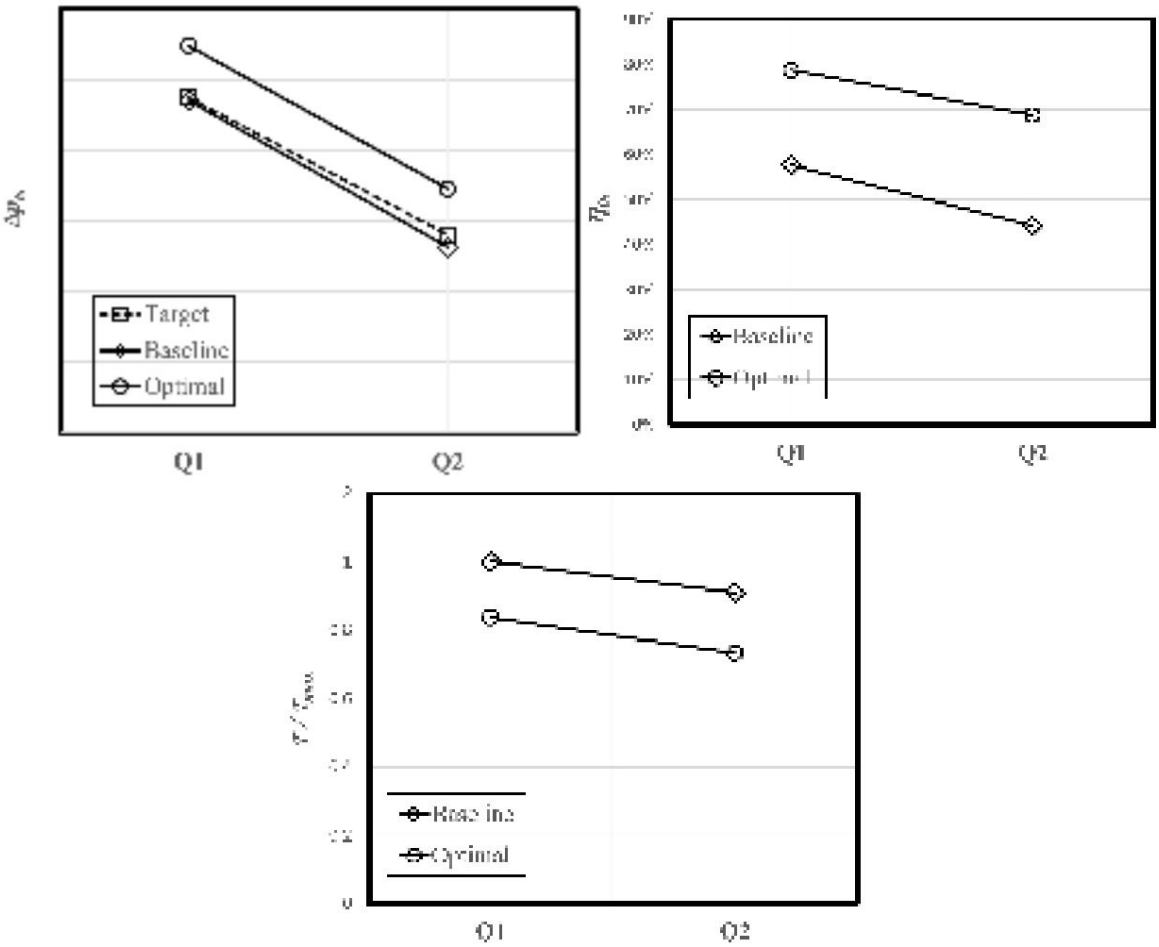


Рисунок 12. Сравнение результатов CFD для базовой и оптимальной конструкции.

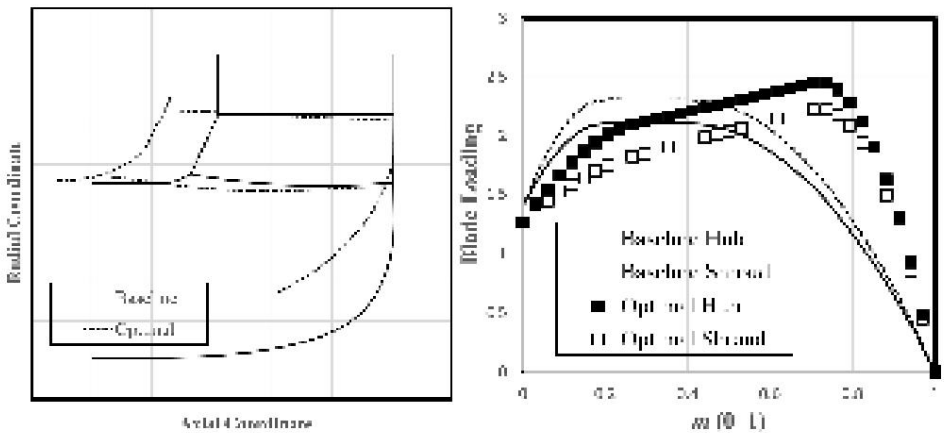


Рисунок 13. Сравнение меридиональной геометрии и распределения нагрузки на лопасти для базовой и оптимальной конструкции.

Machine Translated by Google



Рисунок 14. Сравнение трехмерной геометрии базовой линии (серый) и оптимальной конструкции (синий).

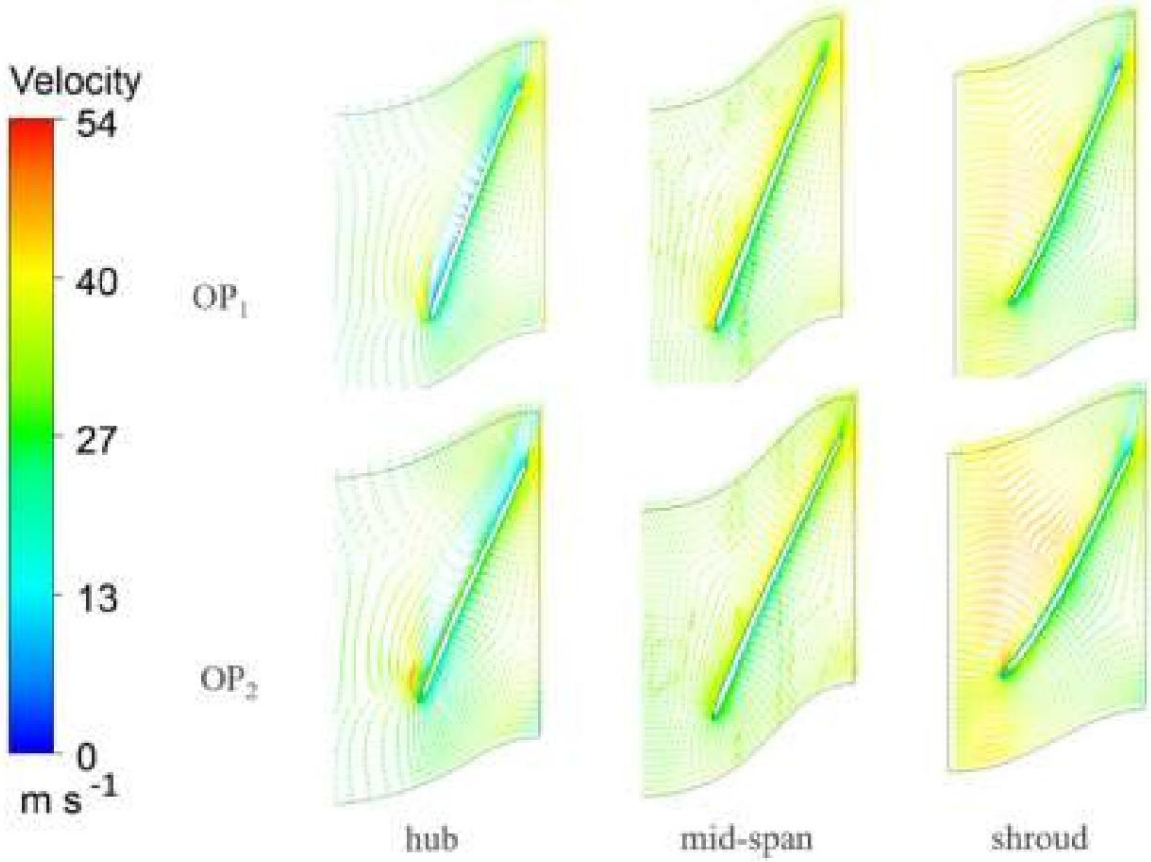


Рисунок 15. Оптимальный проектный вектор относительной скорости на OP1 и OP2 .

5. Выводы

В этой статье представлена методология систематической оптимизации с использованием метода обратного проектирования, DOE и MOGA, которая используется для оптимизации аэродинамических характеристик центробежного вентилятора в двух рабочих точках. Повышение общего статического давления и суммарная статическая эффективность в двух рабочих точках значительно улучшаются, и это улучшение подтверждается с помощью стационарного моделирования CFD.

Вклад автора: концептуализация, JZ и MZ; методология, JZ; программное обеспечение, JZ; валидация, JZ и MZ; формальный анализ, JZ; расследование, JZ; ресурсы, JZ; курирование данных, JZ; письмо — подготовка оригинального черновика, JZ; написание — обзор и редактирование, JZ; визуализация, ЖЗ; надзор, МЗ; администрация проекта, н/д; приобретение финансирования, н/д. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Machine Translated by Google

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.

Ссылки

1. Чон, Вашингтон; Пэк, С.-Дж.; Ким, К.-Дж. Анализ аэроакустических характеристик центробежного вентилятора пылесоса. Дж. Звук Виб. 2003, 268, 1025–1035. [Перекрестная ссылка]
2. Вудард Дж. К. младший; Джонсон, GE Оптимальная конструкция вентилятора охлаждения для промышленных электродвигателей. Дж. Мех. Трансм. Автомат. Дес. 1986, 108, 224–266. [Перекрестная ссылка]
3. Руганг, К. Экспериментальное исследование характеристик эрозии для различных контуров лопаток центробежного вентилятора, подвергающихся воздействию твердых частиц. среда твердых частиц. Жидкий Маха. 2000, 1, 5–8.
4. Тан, Дж.; Тан, В.; Юань, В. Оптимизация метода испытания центробежного варочного вентилятора двигателя с воздушным охлаждением. Подбородок. Стажер. Сжечь. Двигатель англ. 2002, 1002–6819.
5. Ли, Х. Поток, приводимый в движение штампованным металлическим охлаждающим вентилятором — численная модель и проверка. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2009, 33, 683–694. [Перекрестная ссылка]
6. Чанг, К.-К.; Ченг, К.-К.; Ке, М.-Т.; Чен, С.-Л. Экспериментальные и численные исследования воздушного охлаждения крупногабаритного двигателя. Межд. J. Вращающаяся Маха. 2009, 2009, 34–40. [Перекрестная ссылка]
7. Харихаран, К.; Говардхан, М. Влияние впускного зазора на аэродинамические характеристики центробежного нагнетателя. Межд. Дж. Турбореактивные двигатели 2016, 33, 215–228. [Перекрестная ссылка]
8. Сингх, ОП; Хилвани, Р.; Шринивасулу, Т.; Каннан, М. Параметрическое исследование производительности центробежного вентилятора: эксперименты и численное моделирование. Межд. Дж. Адв. англ. Технол. 2011, 1, 33–50.
9. Джон, В.-Х. Численное исследование влияния конструктивных параметров на производительность и шум центробежного вентилятора. Дж. Звук Виб. 2003, 265, 221–230. [Перекрестная ссылка]
10. Пей, Дж.; Ван, В.; Юань, С.; Чжан Дж. Оптимизация рабочего колеса центробежного насоса с низкой удельной скоростью для гидравлического оборудования. Улучшение производительности. Подбородок. Дж. Мех. англ. 2016, 29, 992–1002. [Перекрестная ссылка]
11. Чжан Дж.; Зангене, М. Мультидисциплинарная и многоточечная оптимизация радиальных и смешанных турбин для турбокомпрессоров с использованием 3D. метод обратного проектирования. На 14-й Международной конференции по турбокомпрессорам и турбонаддуву; CRC Press: Лондон, Великобритания, 2020.
12. Тухлер, С.; Чен, З.; Коупленд, К.Д. Многоточечная оптимизация формы автомобильного радиального компрессора с использованием спаренного вычислительная гидродинамика и подход на основе генетических алгоритмов. Энергетика 2018, 165, 543–561. [Перекрестная ссылка]
13. Бехзадмехр, А.; Пио, Ж.Б. Аэроакустические эффекты некоторых параметров центробежного вентилятора с загнутыми назад лопатками с использованием DOE. HVAC&R Рез. 2006, 12, 353–365.
14. Цю, С.; Дэн, Х. Многоточечная конструкция Оптимизация лопастей вентилятора с высокой степенью двухконтурности. В материалах 30-го съезда Международный совет авиационных наук, Тэджон, Республика Корея, 25–30 сентября 2016 г.
15. Зангене, М. Метод трехмерного проектирования сжимаемых лопаток турбомашин с радиальным и смешанным потоком. Межд. Дж. Нумер. Methods Fluids 1991, 13, 599–624. [Перекрестная ссылка]
16. Окамото, Х.; Зангене, М.; Ватанабэ, Х.; Гото А. Проектирование ротора коробчатого вентилятора с использованием метода обратного трехмерного проектирования. В материалах Международной конференции по фанатам IMechE, Лондон, Великобритания, 9–10 ноября 2004 г.
17. Хеннер, М.; Неддади, Ю.; Демори, Б.; Зангене, М.; Пемги, Ф. Конструкция автомобильного вентилятора с обратным методом, применяемым к колесу и улитке. В материалах Fan 2015, Международная конференция по шуму вентиляторов, технологиям и численным методам, Лион, Франция, 15–17 апреля 2015 г.
18. Эйзенменгер, К.; Франк, С.; Доган, Х.; Охманн, М. Аэродинамическая и аэроакустическая оптимизация небольшого центробежного вентилятора с загнутыми назад лопастями с помощью инверсной конструкции. В материалах 23-го Международного конгресса по акустике, Аахен, Германия, 9–13 сентября 2019 г.
19. Парк Ж.-С. Оптимальные конструкции латинского гиперкуба для компьютерных экспериментов. Дж. Стат. План. Вывод 1994, 39, 95–111. [Перекрестная ссылка]
20. Чунг, Х.-С.; Алонсо, Дж. Дж. Многокритериальная оптимизация с использованием генетического алгоритма на основе аппроксимационной модели. В материалах 10-го симпозиума AIAA/ISSMO по междисциплинарному анализу и оптимизации, Олбани, Нью-Йорк, США, 30 августа – 1 сентября 2004 г.
21. Силлер, К.; Воб, С.; Ника, Э. Автоматизированная междисциплинарная оптимизация трансзвукового осевого компрессора. В материалах 47-го совещания AIAA по аэрокосмической науке, включая форум «Новые горизонты» и аэрокосмическую выставку, Орландо, Флорида, США, 5–8 января 2009 г.
22. Деб, К.; Агравал, С.; Пратап, А.; Мейариван, Т. Быстрый элитарный генетический алгоритм сортировки без доминирования для многокритериальной оптимизации: NSGA-II. В материалах VI конференции «Параллельное решение проблем природы», Париж, Франция, 18–20 сентября 2000 г.; стр. 849–858.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Увеличение нагрузки ротора и подавление статора Разделение за счет уменьшения зазора между ножами и рядами

Чжо Ван [1], Линь Ду 1* и Сяофэн Сунь [2]

[1] Научно-исследовательский институт авиационных двигателей, Университет Бэйхан, Пекин 100191, Китай
[2] Школа энергетики и энергетического машиностроения, Университет Бэйхан, Пекин 100191, Китай
* Переписка: lindu@buaa.edu.cn.

Аннотация: Методом погруженной границы (ИБ) исследовано влияние зазора лопатки в тихоходном одноступенчатом компрессоре. Преимущество использования метода IB заключается в том, что интерфейс ротор/статор можно исключить и, таким образом, взаимодействие лопаток с венцом можно рассматривать при чрезвычайно малом зазоре. Метод IB был модифицирован для задач внутреннего потока, а метод адаптивного измельчения сетки (AMR) вместе с моделью стенки использовался для облегчения моделирования потоков с высоким числом Рейнольдса. Результаты показали, что как повышение давления, так и эффективность наблюдались выше в случаях с меньшим зазором. Выделены сравнения результатов двух зазоров, 35%ca и 3,5%ca, а дальнейший анализ при определенном коэффициенте расхода показал, что повышению производительности ступени способствовало увеличение нагрузки на ротор и подавление отрыва потока. статора. Соответственно, увеличение общего повышения давления на выходе ротора и статора составило 0,5% и 4,3% соответственно. Хотя повышение на выходе из ротора значительно меньше, чем на выходе из статора, его значение состоит в том, что вблизи ступицы зазора формируется более высокий уровень статического давления, что, таким образом, снижает неблагоприятный градиент давления в этой области в статорный проход. Это усовершенствование подавляет отрыв потока вблизи ступицы статора и, как следствие, приводит к значительному увеличению повышения давления на выходе статора . Также представлено влияние зазора на нес

Ключевые слова: метод погруженных границ; взаимодействие ротор/статор; адаптивное уточнение сетки

check for updates

Цитирование: Ван З.; Ду, Л.; Сан, Х. Увеличение нагрузки ротора и подавление отрыва статора за счет уменьшения зазора между лопатками. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 6. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010006 .

Академический редактор: Жером Буде

Поступила: 12 октября 2022 г.
Пересмотрено: 11 февраля 2023 г.
Принято: 22 февраля 2023 г.
Опубликовано: 1 марта 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Осевые зазоры между лопатками многоступенчатого компрессора имеют существенное значение для определения его габаритов и массы. В связи с бесконечным стремлением к уменьшению габаритов и веса машины желательно, чтобы зазоры были как можно меньшими. Однако более сильное взаимодействие лопаток и венцов существует при меньших зазорах, что играет значительную роль в аэродинамических характеристиках, а также в изменении потока, а соответствующий эффект сложен и до конца не изучен.

Обычно для тихоходного компрессора повышение давления и эффективность увеличиваются по мере уменьшения зазоров. Это явление было подтверждено экспериментальными исследованиями Смита [1], Миколайчала [2]. Теоретический анализ Смита [3] показал, что эволюция следа ротора в статоре может помочь улучшить его дефицит скорости. Модель была предложена Адамчиком [4] для анализа процесса восстановления полного дефицита давления в следе ротора. Основная идея Смита [3], Адамчика [4] заключалась в том, что уменьшение зазоров может предотвратить полное перемешивание следа ротора до того, как он попадет в канал статора; таким образом, уменьшая потери на смешивание и приводя к повышению производительности. Об этом механизме также сообщили Дерегель и Тан [5] посредством численного исследования. Напротив, для трансзвукового компрессора уменьшение зазора между лопатками может оказать негативное влияние на аэродинамические характеристики, поскольку процесс ударно-вихревого процесса играет значительную роль в возникновении потерь. Меньший зазор между лопатками и рядом может усилить взаимодействие ударных волн и вихрей и, как следствие, увеличить потери [6–9]. Настоящее исследование фокусируется только на эффекте разрыва в условиях низкой скорости.

Machine Translated by Google

В работах Смита [3], Адамчика [4], Дерегеля и Тана [5] изменение нагрузки ротора не рассматривалось и вклад ротора в повышение производительности был неизвестен. На самом деле измерение расходных характеристик ротора или в зазоре между лопатками также затруднительно , а значит, этому уделяется меньше внимания. Позже Ду и др. [10,11] провели ряд численных симуляций взаимодействия лопаток и рядов при различных зазорах и обнаружили, что ротор будет работать в состоянии более высокой нагрузки по мере уменьшения зазора. Механизм вихревого подъема был также предложен Ду и др. [10,11] объяснили это явление тем, что нестационарное вихревое движение на задней кромке ротора наблюдалось, когда лопасть ротора проходила по лопатке статора. Вихри усиливались за счет уменьшения зазора из-за более сильного взаимодействия лопаток с венцом, что увеличивало колебания, а также среднее значение нагрузки ротора. Нестационарный процесс образования вихрей был подтвержден Сюй и др. [12] посредством измерений PIV в крошечном насосе, а также более высокий подъем ротора был также получен при меньших промежутках в их численном моделировании. Исследования Ду и соавт. [10,11] с помощью 2D-моделирования предположили, что нагрузку ротора можно изменить за счет уменьшения зазора. Существенным вопросом является зависимость нагрузки ротора от зазора ступени в условиях трехмерного течения, которая представляет интерес для настоящего исследования.

Когда в моделировании учитываются несколько рядов лопаток, между блоками различных рядов лопаток создаются сетчатые интерфейсы, и необходимы дополнительные обработки интерфейсов. Рай [13], Йоргенсон и Чима [14] использовали исправленные и наложенные сетки для конфигураций ротора/статора, чтобы моделировать нестационарный эффект взаимодействия лопаток и рядов.
Слой сдвиговых ячеек между решетками ротора и статора был принят Джайлсом [15] при нестационарном моделировании трансзвуковой турбины. Хотя описанные выше методы сопряжения ротор/статор широко используются на практике, их недостатком является то, что, когда два ряда лопаток расположены очень близко друг к другу, например, зазор составляет менее 10%, трудно обеспечить качество сетки при зазор лопастных рядов, а иногда даже невозможно создать доступную сетку для случая с предельно малым зазором между рядами. Из-за этого ограничения минимальный осевой зазор в большинстве численных исследований, рассматривающих влияние зазора между лопатками, например, см. Hsu и Wo [16], Przytarski and Wheeler [17], составлял около 10 ~ 30% са, и об исследованиях меньших разрывов пока не сообщалось. Кроме того, обмен информацией о потоке на границах блоков также приводит к дополнительным ошибкам, когда сетка между двумя рядами сильно искажается при небольшом зазоре. Как следствие, численная надежность в этой ситуации весьма сомнительна.

Упомянутые выше трудности можно преодолеть, используя методы погруженных границ (IB), которые позволяют эффективно решать задачи с движущимися границами и сложной геометрией [18–20]. Чжун и Сунь [21] сообщили о применении метода IB для решения проблемы флаттера в турбомашинах, а Ду и др. [10,11] исследовали эффект взаимодействия ротора и статора при небольших зазорах ступеней, а также рассмотрели аэродинамические преимущества наклона статора с помощью метода IB. Чен и др. [22] использовали метод ИБ для расчета нестационарной нагрузки на лопатки компрессора при небольшом зазоре, и его профиль показал хорошее согласие с экспериментальными данными. При использовании схемы высокого порядка методы ИБ также могут быть использованы для исследования акустического резонанса, вызванного вибрацией лопатки [23]. Эти численные исследования продемонстрировали способность методов IB моделировать нестационарные задачи в турбомашинах с несколькими лопатками, которые, однако, были ограничены только двумерными конфигурациями и, следовательно, могли быть решены на декартовых сетках. Для условий трехмерного и турбулентного потока с движущимися границами из-за огромных сеток, необходимых для декартовых сеток, связанных исследований меньше. Чтобы учесть эффект турбулентности при использовании метода IB , адаптивное измельчение сетки (AMR) [24–28] и пристеночные функции [29–34] являются двумя распространенными способами ускорения моделирования, и они в основном применяются к внешним - условия течения. Для задач внутреннего течения, представляющих интерес для настоящего исследования, каналы течения могут быть больше внутренних тел. Непосредственное определение каналов потока с использованием декартовой сетки приводит к увеличению количества ячеек, что может оказаться невозможным. Как добиться эффективного трехмерного моделирования с высоким

Machine Translated by Google

внутренние потоки с использованием методов ИБ до сих пор недостаточно глубоко исследованы. В этой статье используется стратегия гибридной сетки с одноблочной сеткой, подогнанной по телу к каналу потока, и метод IB для моделирования внутренних тел, а с некоторыми изменениями метод IB может быть расширен до общей криволинейной сетки. С помощью этих методов эффект сокращения разрыва можно легко изучить, используя метод IB с доступными вычислительными затратами.

В данной статье представлено проведенное в нашей лаборатории численное исследование влияния межступенчатого зазора в тихоходном одноступенчатом компрессоре, получившем в опубликованных работах название TA36 [35–3 Метод AMR был адаптирован к методу IB для динамического улучшения разрешения локальной сетки как для ротора, так и для статора. Функция стенки использовалась для дальнейшего повышения эффективности моделирования внутренних течений с высоким числом Рейнольдса. Большой интерес представляет повышение производительности, обеспечиваемое ротором и статором по отдельности, а также соответствующие изменения потока. Статья организована следующим образом: в разделе 2 представлены использованные численные методы, включая основные уравнения, формирование сетки и метод IB, адаптированный к задачам внутреннего потока. В качестве подтверждения приводятся сравнения с экспериментальными данными, а также исследуется численная сходимость . Затем проводится моделирование в двух разных зазорах, а соответствующие результаты представлены и обсуждаются в разделе 3, включая общее повышение производительности и его распределение по пролету, механизм течения и нестационарные характеристики. Наконец, в разделе 4 делается краткий вывод .

2. Численные методы

2.1. Основные уравнения.

Потоки описываются трехмерным сжимаемым уравнением Навье – Стокса. ции, а их консервативные формы записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega_м}\rho d\Omega_м + \int_{\partial\Omega_м}\rho(u\cdot n)dS = 0,\\ &\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega_м}\rho u d\Omega_м + \int_{\partial\Omega_м}[\rho u(u\cdot n) + pn]dS = \int_{\partial\Omega_м}(\tau\cdot n)dS,\\ &\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega_м}\rho E d\Omega_м + \int_{\partial\Omega_м}\rho H(u\cdot n)dS = \int_{\partial\Omega_м}q\cdot ndS + \int_{\partial\Omega_м}(\tau\cdot u)\cdot ndS, \end{aligned} \tag{1}$$

где u = [u1, u2, u3] — вектор скорости потока. E = cvT + — полная энергия на единицу массы, а H = E + p/ρ представляет собой полную энтальпию на единицу массы. τ — тензор напряжений трения , а его составляющая τik может быть рассчитана как:

$$\tau_{ik} = (\mu + \mu_T)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\cdot\delta_{ik}\frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right) \tag{2}$$

μ получается по закону Сазерленда. q – тепловой поток, записанный следующим образом:

$$q = c_p\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_T}{Pr_T}\right)\frac{\partial T}{\partial x_i} \tag{3}$$

Закон идеального газа:

$$p = \rho RT. \tag{4}$$

Турбулентное поведение моделируется путем решения нестационарной задачи, усредненной по Рейнольдсу. Уравнения Навье–Стокса (URANS) с одноуравненной моделью Спаларта–Аллмараса (SA) [40], а основное уравнение для переменной поля турбулентности записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial\hat{\nu}}{\partial t} + u_j\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_j} &= c_{b1}(1 - f_{t2})\hat{S}\hat{\nu} + \left(c_{w1}f_w + \frac{1}{\kappa^2}c_{b1}f_{t2}\right)\left(\frac{\hat{\nu}}{d}\right)^2 +\\ &\frac{1}{\sigma}\left[\frac{\partial}{\partial x_j}\left((\nu + \hat{\nu})\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_j}\right) + c_{b2}\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_i}\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_i}\right], \end{aligned} \tag{5}$$

Machine Translated by Google

Турбулентная вихревая вязкость, μT, рассчитывается по формуле:

$$\mu T = \rho \nu \hat{} \, fv1, \quad (6)$$

Конвективный поток на гранях ячейки оценивается по стандартной схеме Роу [41], а для условий течения с малыми числами Маха реализуется низкоскоростная модификация [42] . Для достижения пространственной точности второго порядка внутри ячеек используется интерполяция MUSCL [43] для восстановления распределения переменных. Для вычисления вязкого потока и временных производных применяются соответственно центральная разностная схема второго порядка и схема Рунге – Кутты третьего порядка .

2.2. Стратегия сетки

Традиционные методы IB всегда моделируют границу стены на декартовой сетке, а уточнение сетки до определенной области также увеличивает плотность ячеек в дальней зоне. Соответствующие вычислительные затраты невозможны, когда течение является трехмерным и турбулентным, что также ограничивает дальнейшее применение методов ИБ. Для приложений турбомашин, поскольку каналы потока обычно не конформны кубоиду, необходимы декартовы сетки, которые больше каналов, если метод IB используется для моделирования как канала потока, так и лопаток, как показано на примере на рисунке 1a. В случае с рисунком 1a, чтобы удовлетворить требованиям разрешения, как стенки канала, так и лопасти должны быть решены путем дополнительного уточнения сетки, что может привести к появлению огромных дополнительных ячеек в моделировании с использованием декартовой сетки, особенно при высоких значениях Рейнольдса. числовые условия. Однако канал течения всегда стационарен и не вносит вклада в интересующую нас нестационарность, и нет необходимости моделировать канал методом ИБ.

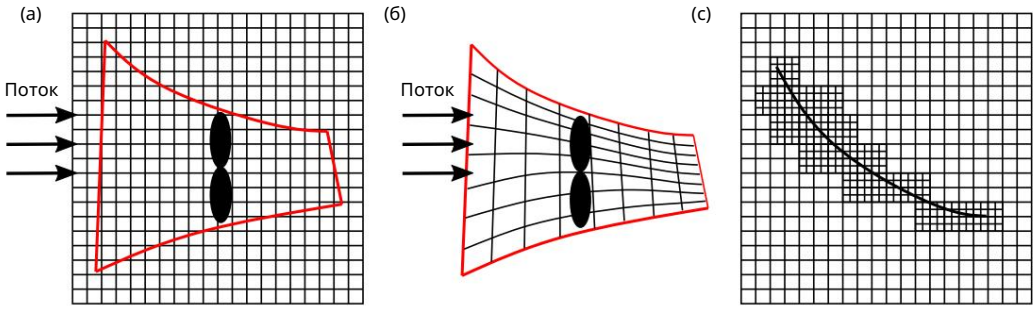


Рисунок 1. Сеточные стратегии для решения задачи турбомашин: (а) декартова сетка, (б) канально-конформная структурированная сетка, (в) многоуровневая сетка с AMR. Красные сплошные линии обозначают канал, а черные сплошные круги на (a,b) и черная сплошная линия на (c) представляют собой лопасти внутри канала.

Поэтому стратегия гибридной сетки, в которой сетка, подогнанная по телу для соответствия каналу потока , а затем метод IB, использовалась только для моделирования лопастей в настоящей работе. Сначала использовалась криволинейная сетка с одноблочной структурой, чтобы подогнать канал в качестве фоновой сетки, как показано на рисунке 1b. При подгонке сетки к каналу граничные условия стенок канала налагались таким же образом, как и в традиционных методах подгонки тела, что может помочь избежать использования дополнительных ячеек для определения канала потока методом IB. Затем, чтобы локально повысить разрешение сетки вблизи лопастей, смоделированных методом IB, был использован метод адаптивного измельчения сетки (AMR) для увеличения плотности сетки вблизи лопастей без создания дополнительных ячеек в дальней зоне, как показано на рисунке 1c. Было доказано, что AMR является эффективным методом локального повышения разрешения сетки для структур высокоградиентного потока [44,45] или границ стенок [26,27,46]. Как следствие, количество ячеек может быть значительно уменьшено для трехмерных и турбулентных случаев по сравнению с традиционными подходами IB. Обратите внимание, что в настоящей стратегии сетки метод IB выполнялся на криволинейной сетке вместо декартовой сетки, и в следующем разделе описывается наложение граничных условий для лопасти.

Machine Translated by Google

2.3. Внутренняя обработка лезвия

Для моделирования внутренних лезвий был использован метод IB с острым интерфейсом, впервые предложенный Гильмановым и др. Здесь использовалась работа [47], Гильманова и Сотиропулоса [48] для декартовой сетки. Все ячейки сетки сначала делятся на два типа: жидкие ячейки и твердые ячейки, которые находятся снаружи и внутри внутренних стенок соответственно, как показано на рис Величины потока твердых ячеек незначительны. Кроме того, два слоя жидких ячеек , которые примыкают к твердым ячейкам, идентифицируются как граничные ячейки, так что твердые ячейки не участвуют в вычислении пространственных производных. Потоки в остальных ячейках жидкости определяются путем решения определяющих уравнений.

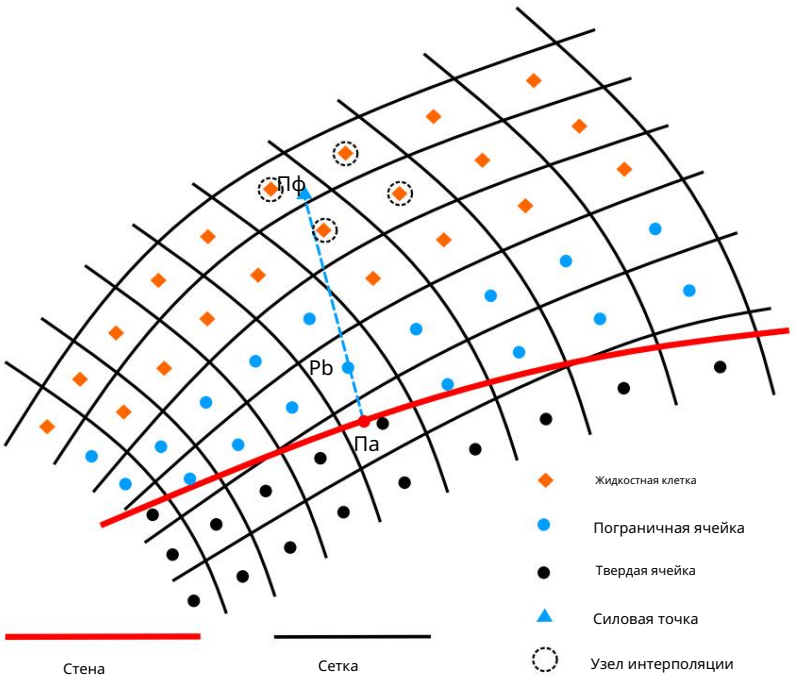


Рисунок 2. Классификация ячеек для криволинейной сетки возле стены.

Чтобы наложить граничные условия для каждой граничной ячейки, например Pb на рисунке 2, сначала получают точку воздействия, окруженную ячейками жидкости, называемую Pf . f Pb перпендикулярен стене, а Pa — точка проекции на стену. Зная величины потока в Pf и Pa и предполагаемые распределения величин потока в пограничном слое, принятые методом IB , можно также получить величины в Pb . Расстояние между Pf и Pb в этой статье называется расстоянием вынуждения. Для традиционных методов IB с резким интерфейсом на декартовой сетке расстояния воздействия обычно фиксированы для всех граничных ячеек, что неприемлемо, когда сетка криволинейна и содержит ячейки с большим соотношением сторон. Как показано на рисунке 3, где стены с разной ориентацией окружены ячейками с большим удлинением, для граничных ячеек C1 и C2, которые расположены близко к стенам W1 и W2 соответственно, одинаковое расстояние воздействия может определить их точки воздействия. на F1 и F2 соответственно. F1 находится близко к соседней ячейке C1 , и использование величин в F1 для наложения граничного условия в C1 является разумным. Напротив, между C2 и F2 имеется несколько ячеек жидкости, течения в которых получены в результате решения уравнений, а не предполагаемых профилей. Следовательно, F2 недействителен для C2 , и желательна более близкая к C2 точка воздействия . Чтобы гарантировать, что ячейка, близкая к Pf , примыкает к граничным ячейкам, расстояние воздействия адаптивно определяется для разных граничных ячеек с учетом их соотношения сторон. Следовательно, между Pb и Pf всего несколько ячеек , что может гарантировать справедливость гипотезы о распределении количества между двумя точками.

Machine Translated by Google

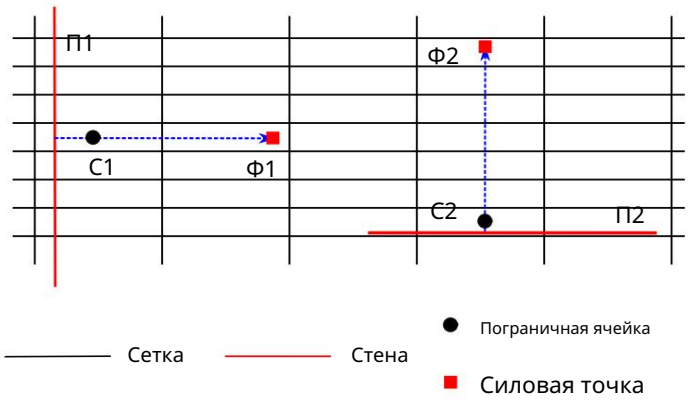


Рисунок 3. Для разных ориентаций стен используется одно и то же расстояние воздействия.

Интерполяция обратного расстояния и веса (IDW) применяется для расчета величин потока в точке воздействия Pf из соседних ячеек потока. Для i-й ячейки интерполяционного трафарета соответствующий весовой коэффициент βi можно записать как:

$$\beta i = (1,0/д_{я}^{K})/\sum_{c=1}^{м}(1,0/д_{с}^{K}), \quad (7)$$

где di — расстояние от точки воздействия до i-й ячейки трафарета. k — коэффициент мощности , установленный равным 2. Для дальнейшего получения тангенциальной скорости в точке Pb используется явная пристеночная функция турбулентности [49] , представленная уравнением (8):

$$й^{+} = ты^{+} + 0,1108[e^{0,4u} + 1 + 0,4u + \frac{(0,4y+)^{2}}{2} + \frac{(0,4y+)^{3}}{3!} + \frac{(0,4y+)^{4}}{4!}]. \quad (8)$$

Предполагается линейное распределение нормальной составляющей скорости потока. Градиент давления вдоль нормали к стенке полагается равным нулю; следовательно, давление в Pb равно давлению в Pf . Температура определяется соотношением Крокко–Буземана:

$$Тб = Тф + 2ср\frac{Пр^{1/3}}{(в_{t,f}t,b^{v^{2}})}, \quad (9)$$

где vt обозначает тангенциальную скорость. Для вычисления vˆ в граничных ячейках используется линейное соотношение :

$$vˆ = кuтyb , \quad (10)$$

где yb — расстояние от граничной ячейки до стенки.

2.4. Сравнение с экспериментальными данными и сходимость.

В настоящем численном исследовании рассматривалась модель компрессора собственного производства TA36 . Этот испытательный стенд был разработан для исследования неустойчивости потока в компрессоре, и были получены подробные экспериментальные результаты при расчетном зазоре [35–39]. Его ротор и статор состоят из 20 и 27 лопаток соответственно с зазором 35%ок. Расчетная рабочая скорость 2930 об/мин. Внешний диаметр составляет 600 мм, а соотношение ступицы к наконечнику на выходе домена составляет 0,7. Дополнительные параметры испытательного стенда можно найти в опубликованных

В этом исследовании рассматривалась секторная область, где как ротор, так и статор были смоделированы с использованием метода IB. Вход и выход домена были расположены на расстоянии 2,0ca выше передней кромки ротора и 3,2ca после задней кромки статора соответственно. Для каждого ряда лопаток рассматривался только один проход, поэтому соотношение числа лопаток ротора и статора было уменьшено до 1:1. При моделировании лопатка статора была увеличена по хорде, чтобы ее прочность оставалась неизменной.

Machine Translated by Google

то же самое и с настоящей машиной. Для соответствия секторной области в качестве фоновой сетки использовалась одноблочная структурированная сетка, как показано на рисунке 4a, которая состояла из 140×30×130 ячеек. Затем на фоновой сетке был выполнен AMR с учетом расположения лопастей, создав дополнительные уровни для разрешения лопастей, как показано на рисунке 4b. Уточнение сетки было динамически настроено, чтобы сохранить разрешение сетки вокруг лопасти несущего винта. На входе в домен фиксировались полное давление и общая температура, а на выходе из домена задавалось противодавление . Для бандажа, ступицы и лопаток применялось граничное условие прилипания , а в окружном направлении принималось периодическое граничное условие.

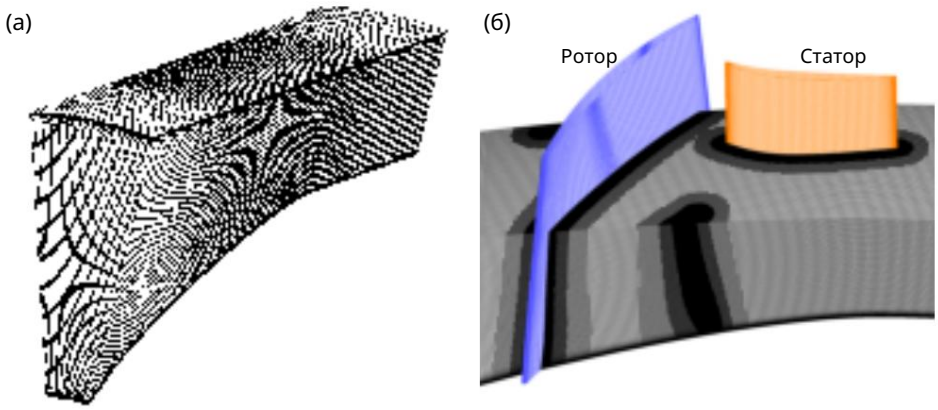


Рис. 4. Сетка, используемая при моделировании взаимодействия ротора и статора: (а) фоновая сетка (первого уровня) для канала потока и (б) часть многоуровневой сетки с AMP до расположения лопаток.

Чтобы изучить сходимость сетки, моделирование было проведено на заданном расстоянии между этапами с использованием сеток с различным количеством уровней уточнения, от 3 до 6. Вкратце, сетки были названы в форме IB-X, где X обозначает количество уровень доработки. Уточнение AMR проводилось по критерию расстояния. Для каждой ячейки уровня грубой сетки рассчитывалось их ближайшее расстояние до лопастей, и если бы они были ниже критического расстояния, установленного для этого уровня, соответствующие ячейки уточнялись бы и создавали дополнительные ячейки с более высоким разрешением. Соответствующие критические расстояния для каждого уровня сетки представлены в таблице 1. Следовательно, соответствующие общие числа ячеек каждой сетки приведены в таблице 2, что предполагает, что общее количество ячеек почти удвоится при добавлении еще одного уровня уточнения. Для каждого моделирования противодавление увеличивалось ступенчато с фиксированным интервалом. Коэффициент расхода обозначается φ , а его определение дается уравнением (11):

$$\varphi = \frac{u_{a,in}}{x_м}, \tag{11}$$

где ua,in и um — осредненная по плоскости осевая скорость на входе в домен и тангенциальная скорость в середине размаха ротора соответственно. Все статические давления, представленные в этой статье, нормированы с помощью уравнения (12):

$$п = \frac{p - p_1}{0{,}5\rho_1 y_м^2}. \tag{12}$$

На рисунке 5 показаны аэродинамические характеристики, полученные с использованием различных сеток, включая коэффициенты повышения статического давления к общему и эффективность. Экспериментальные данные по повышению давления также приведены на рисунке 5a для сравнения. Как показано на рисунке 5a, характеристические линии, полученные на разных сетках, были близки друг к другу, и все они показали хорошее согласие с экспериментальными данными, что указывает на хорошую сходимост Однако сравнения на рисунке 5b выявили очевидные расхождения в адиабатической эффективности при меньшем количестве уровней уточнения. Для достижения сходимости эффективности при каждом коэффициенте расхода необходимо было как минимум 5 уровней сетки и лишь незначительное

Machine Translated by Google

различия могут быть идентифицированы между эффективностью, полученной сетками IB-5 и IB-6 . Поэтому в следующем исследовании использовалась сетка ИБ-5. Поскольку в экспериментах тихоходного компрессора было трудно точно измерить адиабатический КПД, соответствующие экспериментальные результаты отсутствуют. Число CFL было установлено равным 2,0 для всех сеток, что дало безразмерный шаг по времени 5,12 × 10-5 для сетки IB-5, при этом время для справки было равно c/ut . Следовательно, для прохождения ротором лопаточного прохода потребовалось около 13590 шагов. Для дальнейшего изучения независимости результатов от временного шага также было проведено моделирование для CFL = 1,0 для сетки IB-5. Соответствующие результаты также включены в рисунок 5, который демонстрирует лишь очень незначительные различия с результатами CFL = 2,0 и, таким образом, указывает на то, что использование CFL = 2,0 для сетки IB-5 может обеспечить численную сходимость. Общее количество ячеек сетки IB-5 составляло почти 10 миллионов, в то время как традиционному методу подгонки тела при решении той же задачи может потребоваться только половина из них. Известно, что для методов ИБ требуется больше ячеек сетки, чем для метода подгонки тела для потоков с большими числами Рейнольдса. Однако для учета взаимодействия ротор/статор при таком малом осевом зазоре, как рассматриваемый в настоящей работе, лучше использовать метод ИБ, так как с гладким ротором очень сложно создать качественную сетку . интерфейс статора для стратегии установки корпуса в этой ситуации. С этой точки зрения мы считаем, что использование большего количества сеток для преодоления этой трудности было целесообразным.
Для моделирования с использованием сетки IB-5 временной марш на 100 тысяч шагов требует около 5760 процессоро-часов. В частности, динамическая регулировка за счет движения ротора выполнялась каждые 55 шагов, а соответствующие временные затраты составляли около 2,8% от общего объема.

Таблица 1. Критические расстояния для разных уровней сетки.

Уровень сетки	Критическое расстояние (нормализованное с)
Уровень 1	0,18
Уровень 2	0,07
Уровень 3	0,03
Уровень 4	0,01
Уровень 5	0,007

Таблица 2. Суммарное количество ячеек сеток с разными номерами уровня уточнения.

сетка	Общее количество ячеек
ИБ-3	2,91 миллиона
ИБ-4	5,80 миллиона
ИБ-5	9,66 миллиона
ИБ-6	22,83 миллиона

Для изучения сохранения массы от входа до выхода из области коэффициенты потока двух плоскостей, а также их разности, полученные сеткой ИБ-5, приведены в таблице 3. Условия эксплуатации были такими, как показано на рис. Рисунок 5. Видно, что наибольшая разница для массового расхода составила 0,82%, что наблюдалось в состоянии, близком к срыву , а в других случаях различия были более незначительными. Поэтому считается, что сохранение массы можно обеспечить при использовании настоящего метода ИБ для изучения потока взаимодействия лопаток с венцом. Следующее обсуждение в основном сосредоточено на влиянии межступенчатого зазора при рабочих условиях около φ = 0,316. Поэтому для дальнейшей количественной оценки сходимости в этом случае, когда соответствующие характеристики, полученные с помощью сетки IB-6, рассматриваются как справочные данные, коэффициенты ошибок в зависимости от количества уточнений представлены на рисунке 6 для коэффициента потока: повышение полного давления и адиабати
Видно, что погрешности коэффициента расхода и повышения давления уменьшались с увеличением номера уровня и составляли около 0,5% для сетки ИБ-5. Хотя наблюдалось незначительное увеличение погрешности эффективности при увеличении числа уровней с 4 до 5, соответствующая разница для сетки ИБ-5 была довольно небольшой, т.е. около 0,2%. Таким образом, использование сетки IB-5 может помочь сбалансировать

Machine Translated by Google

точность и стоимость вычислений. Поскольку большой интерес представляли нестационарные характеристики, Также была проиллюстрирована сходимость колебаний давления при заданном состоянии потока. На рисунке 7 показаны прогнозируемые профили нестационарного давления в определенном месте на поверхности статора. который находился вблизи передней кромки участка размаха 90%, когда использовались разные сетки, и их среднеквадратические значения (RMS) представлены в таблице 4. Как можно определить Судя по рисунку 7, временной профиль сетки IB-5 соответствовал профилю сетки IB-6, и соотношение различий их среднеквадратичных значений составило около 0,32%. Поэтому считается, что Сетка ИБ-5 также может обеспечить сходящиеся результаты для нестационарных характеристик.

Распределение y^+ на лопасти несущего винта для 5-уровневой сетки представлена на рисунке 8. Обратите внимание, что для каждого сегмента поверхности y^+ значения взяты из их принуждения точка. Максимум y^+ оказалось ниже 100 как по давлению, так и по всасывающие поверхности лезвия. Отметим, что соответствующие численные результаты в работах Тамаки и др. [31], Berger и Aftosmis [32], Cai et al. [33], Константа и др. [34] с то же самое $^+$ дальность также хорошо согласовывалась с данными для сравнения, что также подкрепило наши уверенность в существующей пятиуровневой сетке.

Таблица 3. Массовые расходы на входе и выходе при различных условиях эксплуатации, полученные методом Сетка ИБ-5.

Условия эксплуатации	Вход	Выход	Разница/Вход
1	0,340	0,342	0,59%
2	0,329	0,328	0,30%
3	0,316	0,315	0,32%
4	0,302	0,303	0,33%
5	0,286	0,286	0%
6	0,266	0,265	0,37%
7	0,242	0,240	0,83%

Таблица 4. Среднеквадратические значения нестационарного давления, показанные на рисунке 7, и их отношения ошибок к справочные данные.

сетка	среднеквадратичное значение	Коэффициент ошибок
ИБ-3	0,3730	0,0652
ИБ-4	0,3851	0,0348
ИБ-5	0,4003	0,0032
ИБ-6	0,3990	ссылка

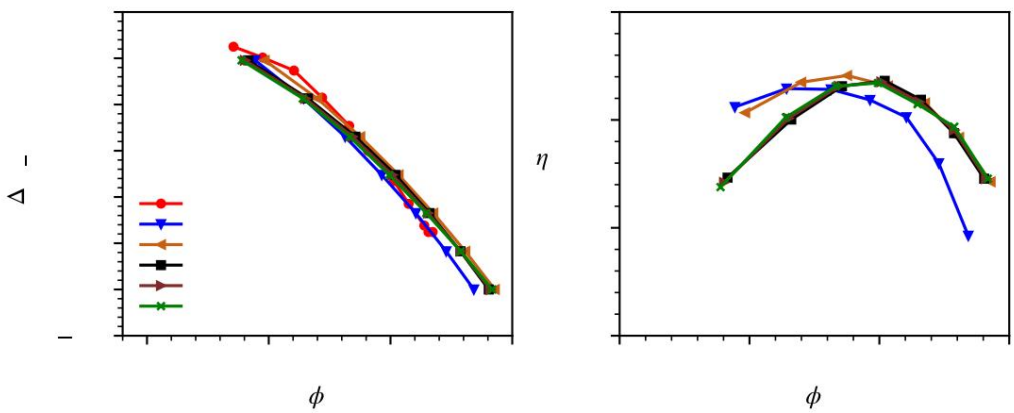


Рисунок 5. Сравнение производительности, полученной в ходе эксперимента и настоящего ИБ метод с различными номерами степени уточнения: а) коэффициент повышения статического давления к полному; (б) адиабатический КПД.

Machine Translated by Google

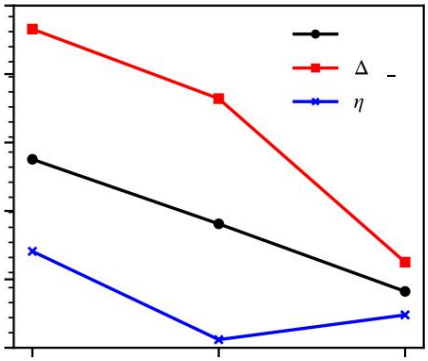


Рисунок 6. Коэффициенты ошибок коэффициентов расхода, общего повышения давления и эффективности по сравнению со справочными данными.

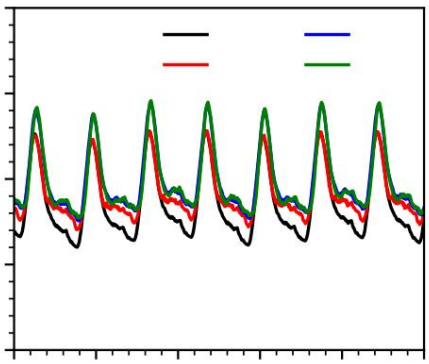


Рисунок 7. Нестационарное давление, полученное при использовании различных чисел уровня уточнения.

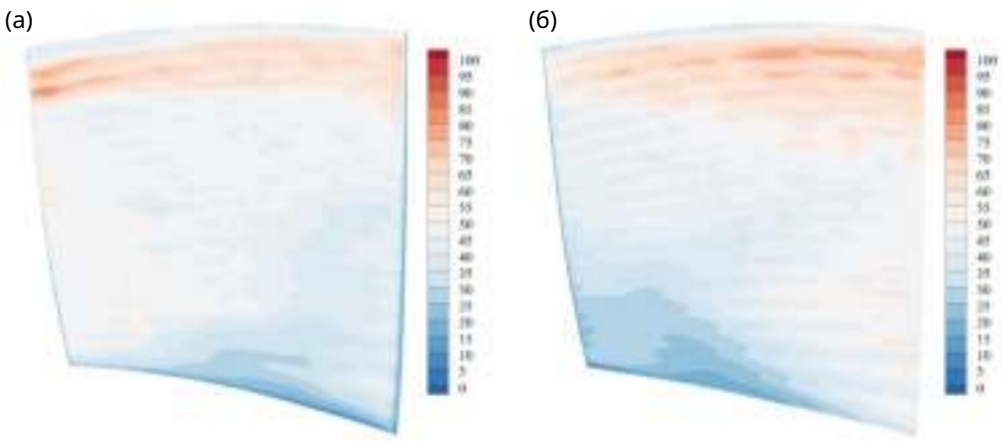


Рисунок 8. Распределения y + на лопасти несущего винта. (а) Поверхность давления и (б) Поверхность всасывания.

3. Результаты и обсуждения.

Чтобы исследовать влияние зазора ступени, осевое расстояние между ротором и статором было уменьшено до 10% от расчетного значения, а его влияние на производительность и изменение характеристик потока изучено численно. Для противодавления, обеспечивающего расчетный массовый расход в расчетном зазоре, моделирование для трех других умеренных зазоров также было выполнено при том же противодавлении, чтобы проверить, является ли изменение аэродинамических характеристик постоянным, если зазор между рядами постоянно изменяется.

Machine Translated by Google

Относительные положения ротора и статора при расчетном зазоре и его 10% показаны на рисунках 9a,б соответственно. Обратите внимание, что осевое расстояние от задней кромки ротора и передней кромки статора на поверхности ступицы в этой статье измерялось как расстояние зазора, а расчетное значение обозначалось d0, т. е. d0 = 35% ca. Уменьшение осевого зазора достигалось за счет регулировки осевого положения статора при неподвижном роторе. В частности, 5-уровневая сетка на поверхности ступицы для меньшего зазора, т. е. 0,1d0, представлена на рисунке 10. Создание высококачественной сетки при таком маленьком зазоре является сложной задачей для традиционного подхода, основанного на подгонке тела, но ее можно легко смоделировать методом IB. Как видно из рисунка 10, в направлении потока от задней кромки ротора и передней кромки статора на поверхности ступицы все еще оставалось около 12 ячеек. Пространственная схема, использованная в настоящем исследовании, требовала, чтобы первые два ближайших слоя ячеек вблизи лопасти в области жидкости были отмечены как граничные ячейки, а их точки воздействия, таким образом, всегда располагались вблизи третьего ближайшего слоя ячеек возле лопасти. . Следовательно, даже для случая с наименьшим зазором, показанного на рисунке 10, наложение граничных условий для ротора и статора не будет влиять друг на друга. При этом для расчетных случаев с зазорами 10% соответствующие осевые расстояния от задней кромки ротора и передней кромки статора в концевой области составляли 56%ca и 24%ca соответственно.

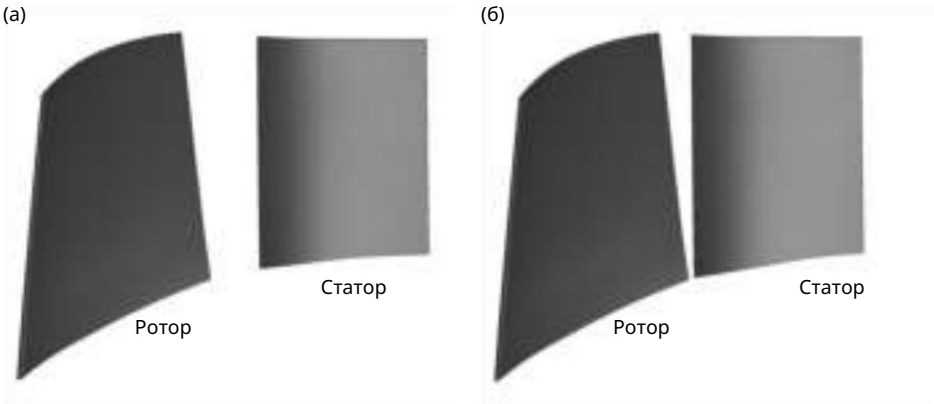


Рис. 9. Взаимное расположение ротора и статора при: (a) g = d0 и (б) g = 10%d0.

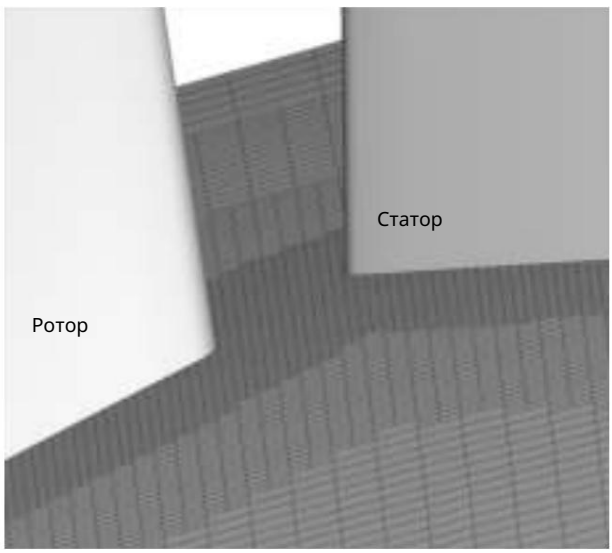


Рис. 10. Увеличенный вид 5-уровневой сетки на поверхности втулки при g = 10%d0.

3.1. Общая производительность при различных разрывах

На рисунках 11a,b показано сравнение общего повышения давления и адиабатического КПД при двух зазорах d0 и 0,1d0 соответственно. Видно, что при каждом рассматриваемом противодавлении

Machine Translated by Google

Массовый расход, общее повышение давления и эффективность были выше при меньшем зазоре, что указывает на то, что повышение производительности может быть достигнуто за счет уменьшения зазора между ступенями. Случаи 1–3, отмеченные на рисунке 11a, находились вблизи расчетной рабочей точки компрессора. В случаях 1 и 2 противодавление было одинаковым, но зазоры были разными, коэффициенты расхода которых составляли 0,316 и 0,318 соответственно. Для случаев 1 и 2 уменьшение зазора с d0 до 0,1d0 привело к увеличению коэффициента расхода на 0,7%, 3,1% и общего повышения давления ступени соответственно. Помимо этого, КПД ступени также увеличился на 1,6%. Чтобы дополнительно продемонстрировать влияние зазора между рядами при том же противодавлении, моделирование случаев 1 и 2 было также проведено для трех других умеренных зазоров между d0 и 0,1d0 при том же противодавлении. На рис . 12 показано изменение аэродинамических характеристик в зависимости от зазора между лопатками. Поскольку зазор между рядами постоянно уменьшался, можно было наблюдать более высокий массовый расход, общее повышение давления и эффективность, что позволяет предположить, что зависимость аэродинамических характеристик от зазора между рядами была постоянной в расчетной рабочей точке.

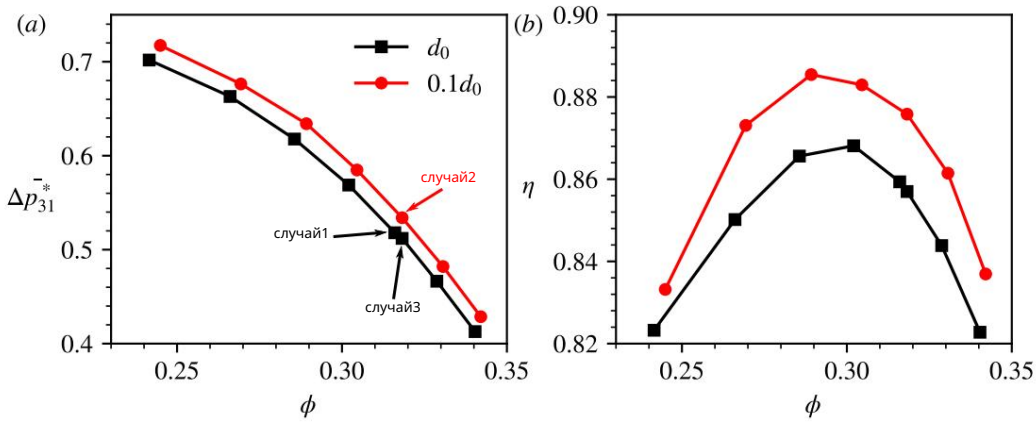


Рисунок 11. Аэродинамические характеристики при двух зазорах между рядами: (а) коэффициент повышения общего давления и (б) адиабатический КПД.

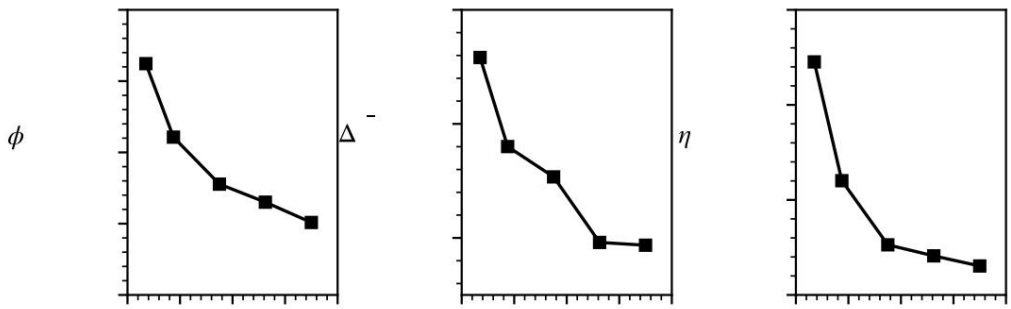


Рис. 12. Аэродинамические характеристики при различных междурядьях с фиксированным противодавлением: (а) массовый расход, (б) коэффициент повышения общего давления и (в) адиабатический КПД.

Для дозвукового компрессора потери на смешивание в следе ротора могут быть уменьшены, когда зазор становится меньшим, что было использовано Смитом [3], Адамчиком [4] для объяснения повышения производительности . Ду и др. [10,11] сообщили о вихревом подъемном механизме из-за взаимодействия лопаток с венцом, и наблюдалось, что нагрузка ротора выше при меньшем зазоре между ступенями. Таким образом, как изменения потока ротора, так и статора вносят определенный вклад в повышение производительности ступени компрессора после уменьшения зазора. Разделение вкладов ротора и статора было основной целью этой работы, что может оказаться сложной задачей в экспериментах, поскольку измерения при узком зазоре обычно не допускаются.

Machine Translated by Google

Далее сравниваются результаты случаев 2 и 3, коэффициенты расхода в которых оба составляли 0,318. Чтобы количественно оценить вклад двух рядов лопаток в повышение производительности по отдельности, на рисунке 13 показаны временные профили общего повышения давления на роторе и выходах статора, а также осевой крутящий момент лопатки ротора для случаев 2 и 3. где их усредненные по времени значения также показаны горизонтальными пунктирными линиями. Примечательно, что при уменьшении зазора их усредненные значения также оказались выше, а увеличение среднего общего повышения давления на выходах ротора и статора составило 0,5% и 4,3% соответственно, как показано на рисунке 13a. в. Соответственно, средний осевой крутящий момент на лопасти ротора, показанный на рисунке 13b, также увеличился на 0,9%, подтверждая, что ротор работал в состоянии более высокой нагрузки, когда зазор уменьшался. Заметно, что выгода от статора была более значительной, чем от ротора. Последующее обсуждение показывает, что, помимо вклада восстановления следа в статоре, отрыв потока вблизи ступицы статора хорошо подавляется за счет уменьшения зазора ступени, что оказывает большое влияние на производительность статора. Существенную роль в подавлении отрыва потока играет более высокое давление в зазоре ступен

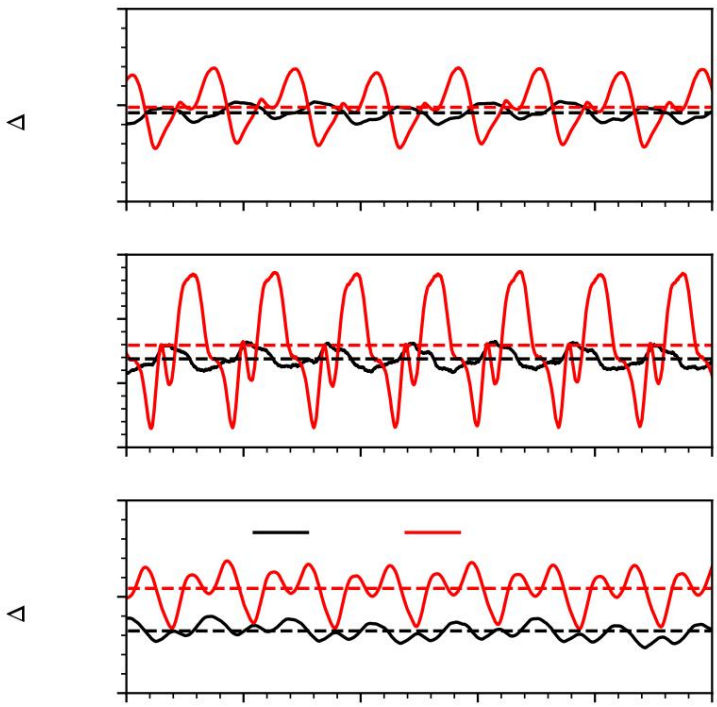


Рис. 13. Временные зависимости (а) коэффициента повышения полного давления на выходе из ротора, (б) аэродинамического момента на лопатке ротора и (в) коэффициента повышения полного давления на выходе из статора.

Обратите внимание, что выходы ротора и статора располагались на 1%ca и 6%ca ниже по потоку от их задней кромки соответственно. Выход ротора также рассматривался как вход статора. Поскольку изменение зазора достигалось за счет регулировки осевого положения статора, при изменении зазора расстояние от входа статора до статора немного отличалось, и этот эффект был незначительным, поскольку анализ в основном был сосредоточен на количестве выходов. ротора и статора.

3.2. Распределение улучшения производительности по размаху

Коэффициент повышения производительности ротора между случаями 2 и 3 оказался намного ниже, чем сообщалось Du et al. [10,11] посредством 2D-моделирования. Поскольку

Machine Translated by Google

Зазор между ступенями был неравномерным по всему пролету, как показано на рисунке 9, польза от уменьшения зазора также может различаться в зависимости от местоположения пролета. Для демонстрации этой зависимости на рис. 14a,b показаны распределения усредненного полного прироста давления по размаху на выходах ротора и статора соответственно, которые были получены путем усреднения переходных данных сначала по шагу в каждый момент времени, а затем по лопасти. проходящий цикл. Обратите внимание, что все последующие распределения по размаху были получены таким образом без дополнительных упоми Для дальнейшей количественной оценки различий в производительности по пролету на рисунке 15a также показаны коэффициенты приращения общего повышения давления в двух плоскостях по мере уменьшения зазора. На рисунке 14 видно , что изменения характеристик были очевидны в областях малого размаха, т. е. r < 0,6, как для ротора, так и для статора после уменьшения зазора. Вклад ротора и статора, а также соответствующие изменения потока представляли особый интерес, и следующее обсуждение посвящено этому аспекту.

На выходе ротора уменьшение зазора до 0,1d0 привело к увеличению общего повышения давления на 1–2% в диапазоне r < 0,6, как показано на рисунках 14a и 15. Напротив, выгода в остальной части размах локаций был незначительным и даже отрицательным. Такое изменение выходного отверстия ротора было хорошо связано с неравномерностью размера зазора по размаху. Хотя зазор во ступице уменьшился до чрезвычайно малого значения, как показано на рисунке 9, область вершины по- прежнему работала со значительным зазором, т. е. около 24%, и, таким образом, производительность ротора в области вершины не проявляла значительных изменений. разница. Это прояснило, что когда зазор становился небольшим, распределение зазора по размаху можно было хорошо определить по трехмерной геометрии лопастей соседних рядов лопастей. Увеличение общего повышения давления на рисунке 14a после уменьшения зазора также предполагает, что загрузка ротора может быть увеличена за счет уменьшения зазора. Чунг и Во [50] провели исследование по разделению потенциала и вихревых эффектов при различных зазорах между лопатками и рядами и обнаружили, что потенциальный эффект важен, особенно после того, как зазор составлял менее 10% хорды лопатки. Поэтому в данном случае после уменьшения зазора до 0,1d0 потенциальное влияние статора может играть существенную роль в распределении давления в зазоре ступени; таким образом, влияя на нагрузку ротора. Потенциальный эффект представляет собой невязкий механизм и исключает эффект вихреобразования. Ду и др. [10,11] обнаружили, что образование вихрей также будет усиливаться при уменьшении зазора, что связано с более высокой мгновенной нагрузкой ротора. Количественная оценка вклада нестационарных вихрей и потенциального влияния на увеличение нагрузки на ротор станет важной темой нашего будущего исследования.

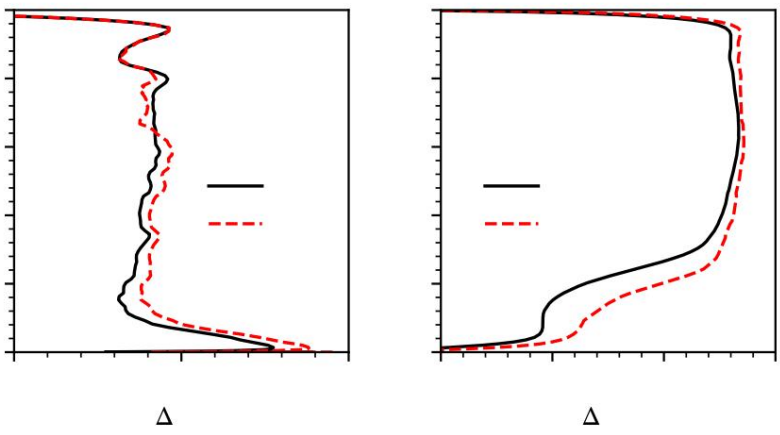


Рис. 14. Распределение общего повышения давления по размаху на выходах ротора (а) и статора (б) .

Было обнаружено , что на выходе статора при уменьшении зазора до 0,1d0 общее повышение давления увеличивается во всех местах пролета, как показано на рисунке 14b. В частности, усиление было заметным в диапазоне r < 0,4, как показано на рисунке 15, а его максимальный коэффициент был близок к 16%, что располагалось в диапазоне 20–25%. В этих местах с меньшими пролетами соответствующие соотношения были выше 8%. Напротив, увеличение

Machine Translated by Google

повышение общего давления было наиболее незначительным в диапазоне r > 0,4 и составляло менее 2%. Для дальнейшего изучения источника повышения производительности статора на рисунке 15b показано распределение коэффициента полной потери давления по размаху между выходами двух рядов лопаток в двух зазорах. На рисунке 15b видно , что после уменьшения зазора снижение общей потери давления в диапазоне r < 0,4 было значительным. Поскольку улучшение характеристик ступени в этом диапазоне размаха выходило далеко за рамки вклада ротора (см. рисунок 14), вклад статора, таким образом, мог быть основным фактором. Общие потери давления в других местах пролетов также уменьшились после уменьшения зазора; однако лишь в незначительной степени. Смит [1] сообщил об увеличении статического давления для тихоходного компрессора на 2–4 % при уменьшении зазора с 37 % хорды до 7 %. Это увеличение можно объяснить теорией восстановления следа, которая Смитом [1,3], Дерегелем и Таном [5] объяснялась уменьшением потерь на смешивание следа ротора и оказалась более очевидной, когда коэффициент расхода стал ниже. В настоящем исследовании, как обсуждалось в последнем разделе, целевое состояние потока значительно отставало от точки срыва, но было обнаружено, что увеличение общего повышения давления на выходе статора составило 4,3%, что почти в два раза превышало самое низкое измеренное значение. у Смита [1]. Анализ распределения давления по размаху на рисунках 14 и 15 показал, что именно значительное улучшение в области ступицы статора привело к такому более высокому общему передаточному отношению на выходе статора. Более сильное увеличение области ступицы статора предполагает, что могут существовать некоторые другие явления потока, что привело к значительному снижению общей потери давления. С другой стороны, коэффициент выгоды в диапазоне r > 0,4 на выходе из статора был близок к экспериментальным данным, сообщенным Смитом [1], а снижение полной потери давления после уменьшения зазора также было незначительным, что указывает на Процесс восстановления после пробуждения доминировал в улучшении производительности в этом диапазоне диапазона.

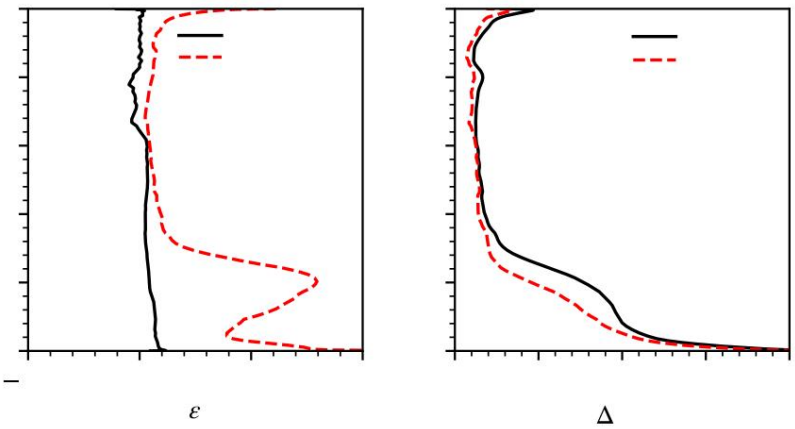


Рисунок 15. Распределение по размаху (a) коэффициента приращения общего повышения давления на роторе и на выходе статора, когда зазор уменьшился с d0 до 0,1d0, и (б) коэффициента полной потери давления статора в двух зазорах.

3.3. Механизм потока

Чтобы изучить повышение производительности за счет двух рядов лопаток, на рисунках 16 и 17 показаны мгновенные распределения числа Маха и турбулентной вязкости для одного и того же момента для двух разных зазоров, соответственно, при одном и том же исследуемом коэффициенте расхода. Эти контуры потока были визуализированы на участках пролета 90% и 20% как представители зон бандажа и ступицы соответственно. Как показано во втором столбце на рисунках 16 и 17, контуры потока при чрезвычайно малом зазоре также были гладкими и не страдали от разрывов, создаваемых границами раздела лопаток и рядов, встречающихся при подходе с корпусом, что указывает на то, что метод IB может быть хорошо применено для моделирования многорядных моделей с небольшими промежутками. Для двух зазоров их характеристики потока на участке с пролетом 90% оказались схожими, см. сравне

Machine Translated by Google

первый ряд на рисунках 16 и 17 соответственно. Когда зазор был уменьшен, было заметно , что более высокая интенсивность турбулентности может наблюдаться, когда след ротора сталкивается со статором в случае меньшего зазора как в области бандажа, так и в области ступицы, см. области, отмеченные красными пунктирными кружками на рисунке. 17б,д. В исследованиях Ду и соавт. [10,11] было обнаружено, что при небольшом зазоре каждый раз, когда лопасть несущего винта проносится над лопаткой статора, с задней кромки лопасти ротора срывается сильный нестационарный вихрь, тем самым увеличивая амплитуду колебаний, а также среднее значение подъема лопасти. Обычно интенсивность турбулентности потока может быть значительно усилена вихревыми структурами, поскольку величина завихренности является частью исходного члена в основном уравнении модели турбулентности SA. После того, как нестационарные вихри, исходящие от лопасти ротора, сталкиваются с расположенной ниже по потоку лопаткой статора, интенсивность турбулентности может еще больше увеличиться. С другой стороны, при уменьшении зазора в направлении следа ротора формировался более высокий градиент скорости, см. сравнение контуров Ma на рисунке 16, что также может сыграть существенную роль в увеличении интенсивности турбулентности следа ротора. .

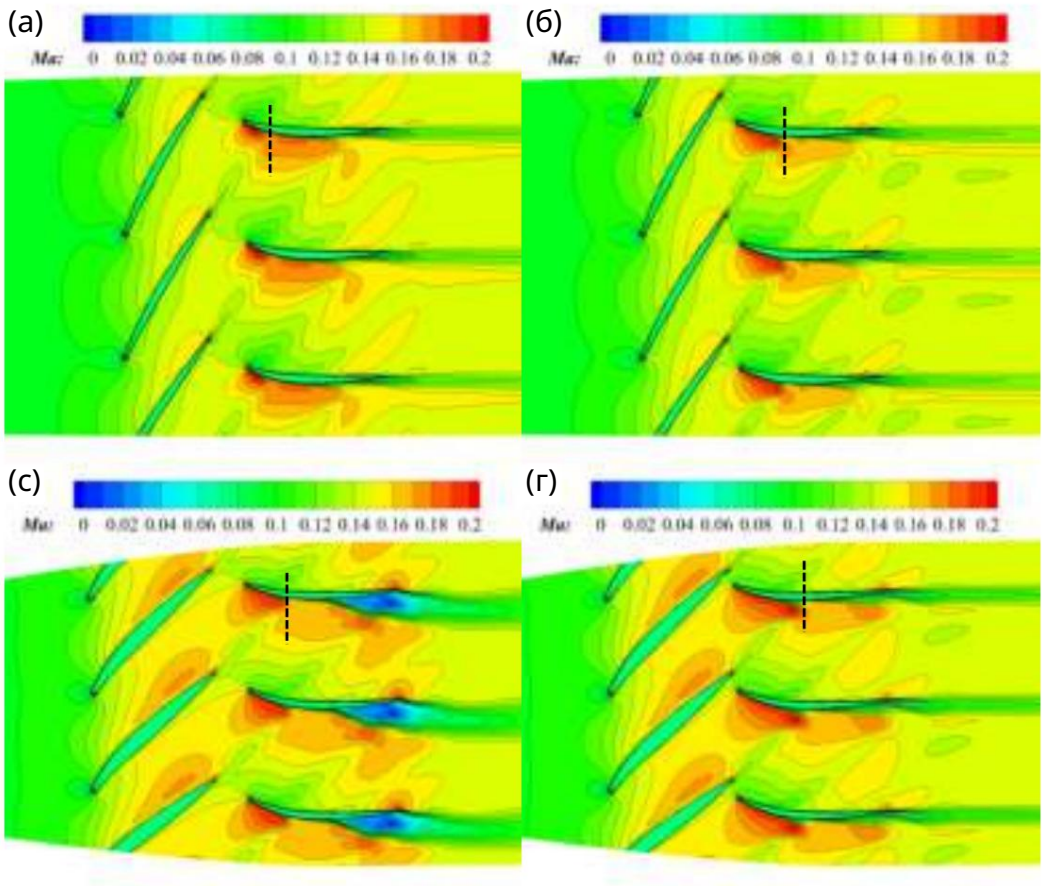


Рис. 16. Контуры течения Ma на двух пролетных участках при φ = 0,318 для двух зазоров: (а) 90 % пролета и g = d0; (б) 90% размах и g = 0,1d0; (в) 20% размах и g = d0; (d) 20% интервал и g = 0,1d0.

На рисунках 16 и 17 показано, что уменьшение зазора сильно повлияло на структуру потока в области концентратора. При расчетном зазоре в ступице статора можно было наблюдать отрыв потока, как показано на рисунках 16c и 17c. Такое явление широко встречается в компрессорах с высокой нагрузкой [51]. Однако это разделение хорошо подавляется в случае меньшего зазора, как показано на рисунках 16d и 17d. По признанию авторов, о таком эффекте сокращения разрыва пока не сообщалось ни в одном эксперименте или моделировании.
Это может быть связано с тем, что наименьшие зазоры, рассмотренные в предыдущих численных исследованиях, например, Сюй и Во [16], Пшитарски и Уилер [17], были ограничены подогнанными сетками и значительно превышали таковые в настоящей работе. . На рисунке 18 также показано

Machine Translated by Google

Распределение Ma в двух зазорах на заднем участке на расстоянии 40% от задней кромки статора . Помимо случая φ = 0,318, были также включены контуры при φ = 0,241 как представитель состояния, близкого к срыву. На рисунках 18a, в видно , что отрыв потока существовал в небольшой области возле ступицы статора при φ = 0,318, а уменьшение зазора почти полностью подавляло весь отрыв в области ступицы. При работе компрессора в режиме, близком к срыву, хотя отрыв потока все еще существовал во всех местах пролета после уменьшения зазора, наблюдалось сокращение как его ширины по шагу, так и участков с наименьшим числом Маха , как показало сравнение Рисунок 18b,d, показывающий, что эффект подавления отрыва потока все еще играет значительную роль в состоянии, близком к срыву, после уменьшения зазора. Известно, что модели RANS всегда не могут точно уловить детали отделенных потоков и потоков утечки кончиков без дополнительных модификаций. Однако результаты, представленные на рисунке 5a, позволяют предположить, что эта неточность была незначительной при прогнозировании производительности компрессора, поскольку численные результаты не показали большой разницы с экспериментальными данными. На самом деле модели RANS до сих пор широко используются дл Хотя разделение потока в статоре было одним из основных аспектов настоящего исследования, мы хотели подчеркнуть зависимость этого разделения от зазора. Детали отрывного потока, например, длина области с отрывом по размаху, полученные в результате численного исследования, могут отличаться от реальности, но общая тенденция, наблюдаемая при уменьшении зазора, все еще вдохновляет.

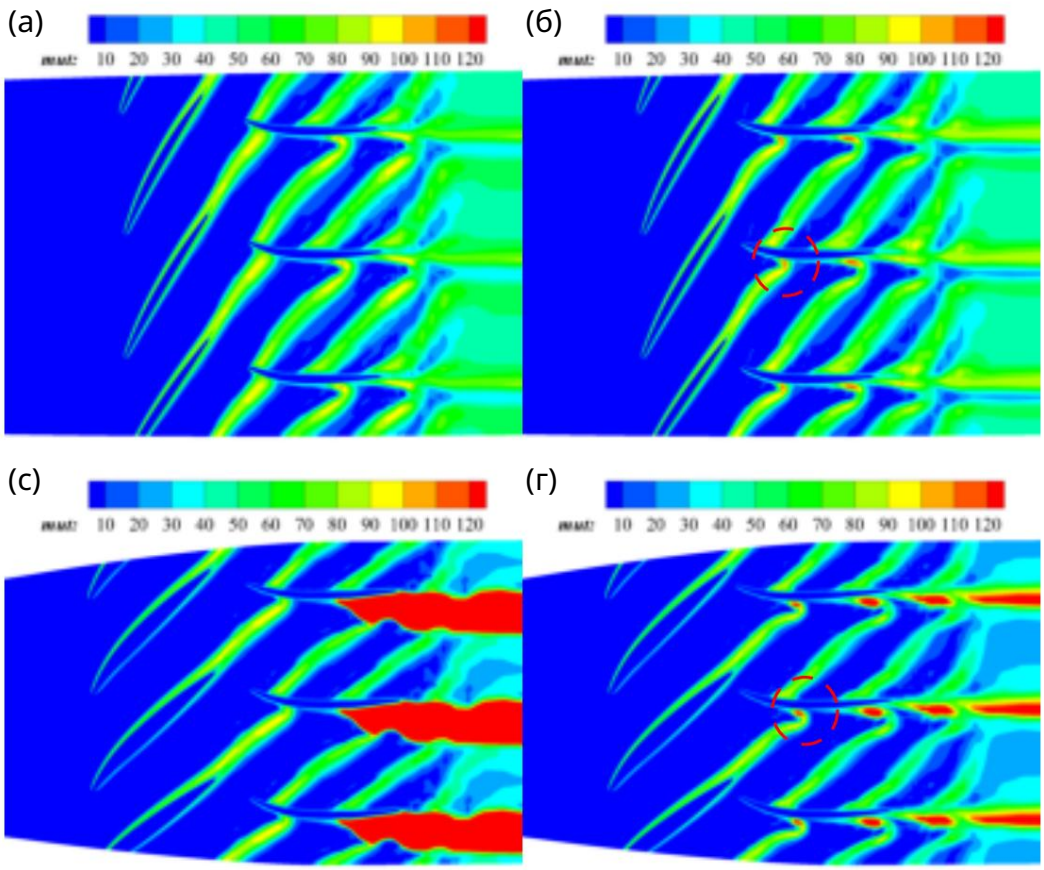


Рис. 17. Контуры течения турбулентной вязкости на двух участках пролета при φ = 0,318 для двух зазоров: a — пролет 90 % и g = d0; (б) 90% размах и g = 0,1d0; (в) 20% размах и g = d0; (d) 20% интервал и g = 0,1d0.

Machine Translated by Google

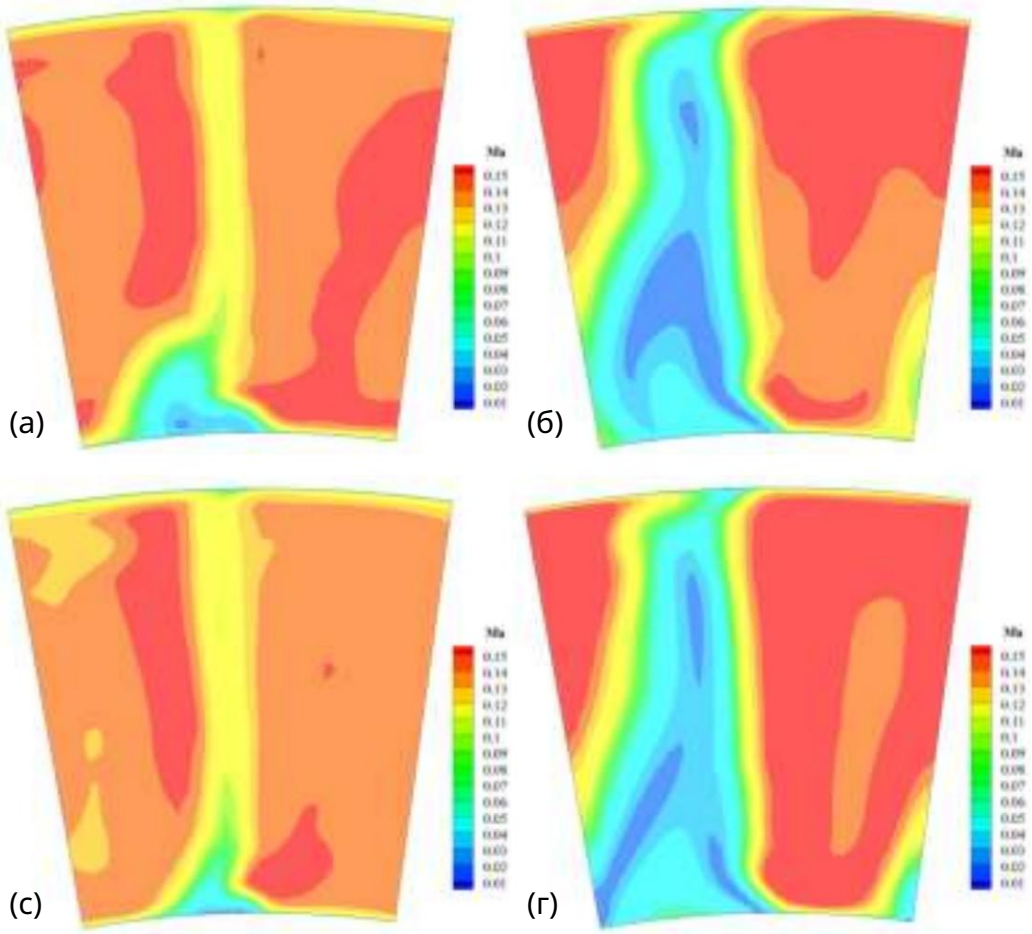


Рис. 18. Распределение Ma на заднем участке 40%ca до задней кромки статора: (a) g = d0 и φ = 0,318; (б) g = d0 и φ = 0,241; (в) g = 0,1d0 и φ = 0,318; (в) g = 0,1d0 и φ = 0,241.

Для дальнейшего анализа причины подавления отрыва потока были исследованы размаховые распределения скорости потока и статического давления на выходах ротора и статора. На рисунке 19 показано распределение трех безразмерных компонент скорости по размаху на выходе ротора в двух зазорах. Ссылка для компонентов скорости, показанных на рисунке 19 , — ut . Можно видеть, что три компонента почти оставались одинаковыми во всех местах пролета, когда зазор уменьшался, что позволяет предположить, что углы впускного потока статора в двух зазорах также были близки друг к другу. Следовательно, подавление отрыва потока в статоре не происходило за счет изменения угла входа потока. На рисунке 14a можно увидеть , что общее повышение давления в области ступицы ротора увеличилось после уменьшения зазора. Поскольку распределения скоростей на выходе из ротора в двух зазорах были практически одинаковыми, можно было сделать вывод, что большая часть увеличения общего давления произошла за счет повышения статического давления на выходе из ротора.

На рис . 20 показано распределение статического давления на роторе и выходе статора по размаху для двух зазоров. Можно подтвердить, что статическое давление на выходе ротора увеличивалось в большинстве мест пролета по мере уменьшения зазора. Разница между статическим давлением на входе и выходе статора на рисунке 20 показала, что поток испытывает неблагоприятный градиент давления в области ступицы статора, что связано с отрывом. r1 и r2 на рисунке 20 используются для обозначения высоты по размаху области с неблагоприятным градиентом давления при g = d0 и 0,1d0 соответственно. Обнаружено , что за счет увеличения статического давления в зазоре ступени после уменьшения зазора область с неблагоприятным градиентом давления сжимается, т. е. r2 < r1. Это усовершенствование сжимает область разделения, тем самым еще больше уменьшая общую потерю давления в области ступицы статора и приводя к значительному улучшению характеристик статора. Для дальнейш

Machine Translated by Google

изменение потока на выходе статора. На рисунке 21 показаны распределения трех компонент скорости на выходе статора по размаху, нормированные на ut . Заметные различия можно наблюдать в скорости потока вблизи ступицы, особенно для осевого и радиального компонентов на рисунках 21a, с соответственно, и было обнаружено, что оба компонента выше в случае с меньшим зазором. Эти различия в скорости потока позволяют предположить, что массовый расход увеличился в области ступицы статора и улучшилась блокировка, вызванная отрывом потока. Кроме того, окружные компоненты, показанные на рисунке 21b, были близки к нулю во всех местах пролета при расчетном зазоре и имели лишь небольшие различия, когда зазор отличался.

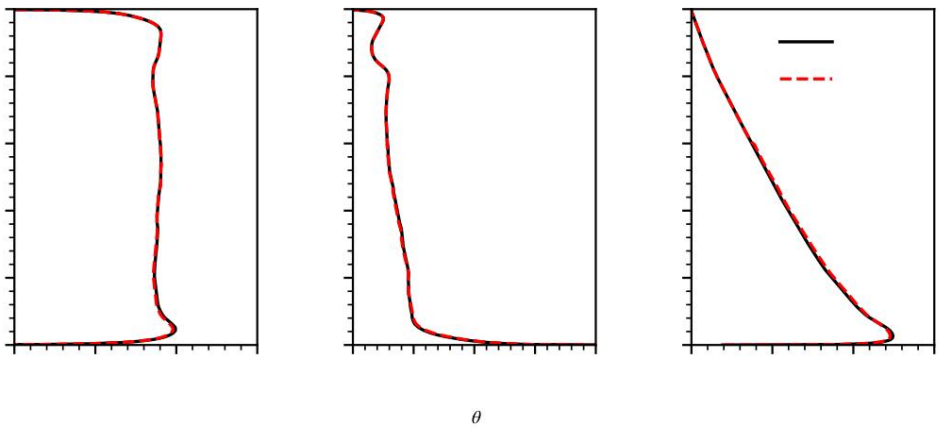


Рис. 19. Распределение трех компонент скорости по размаху на выходе из ротора в разных зазорах ступеней: а — осевое; (б) окружной; в) радиальный.

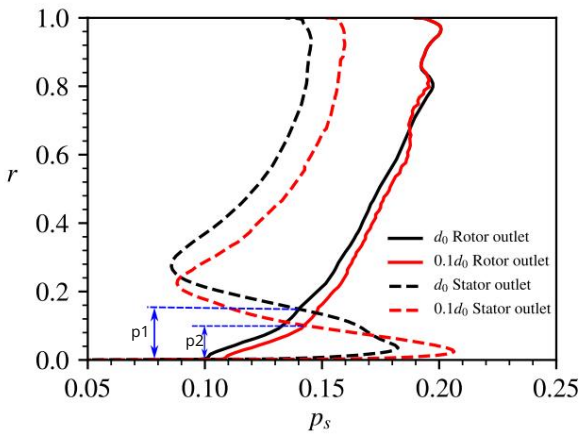


Рис. 20. Распределение статического давления на выходах ротора и статора по размаху в различных зазорах ступеней.

На рисунках 19–21 видно, что на протяжении большей части пролета статор ускорял поток и снижал давление, что было неожиданным поведением статора компрессора. Обычно статор компрессора должен одновременно изменять направление потока и увеличивать статическое давление. Однако для настоящего статора, работающего в тихоходном компрессоре, он предназначен в основном для изменения направления потока при очень слабой способности повышения статического давления. Как видно из рисунка 4, канал потока сузился в осевом направлении. Поэтому поток ускорялся после того, как вытек из ротора. Поскольку статор был спроектирован для работы в состоянии высокой нагрузки (т. е. при большом угле входного потока, особенно вблизи ступицы, см. Рисунок 19, отрыв потока выходил из ступицы статора , что приводило к дальнейшему уменьшению сечения потока в Все эти факторы привели к ускорению потока в статоре и, таким образом,

Machine Translated by Google

Градиент давления может помочь подавить отрыв потока. В частности, после уменьшения зазора и частичного подавления отрыва потока засорение в области ступицы также улучшилось, что привело к меньшему снижению статического давления в канале статора, см. диапазон r > 0,3 на рисунке 20, и увеличение скорости осевого потока в области ступицы, см. рисунок 21a. Обратите внимание, что уменьшение зазора было достигнуто за счет перемещения статора вверх по потоку, что сделало сжатие канала во ступице статора более важным. Этот фактор также может играть роль в подавлении потока, и необходимы будущие исследо дополнительно продемонстрировать этот эффект.

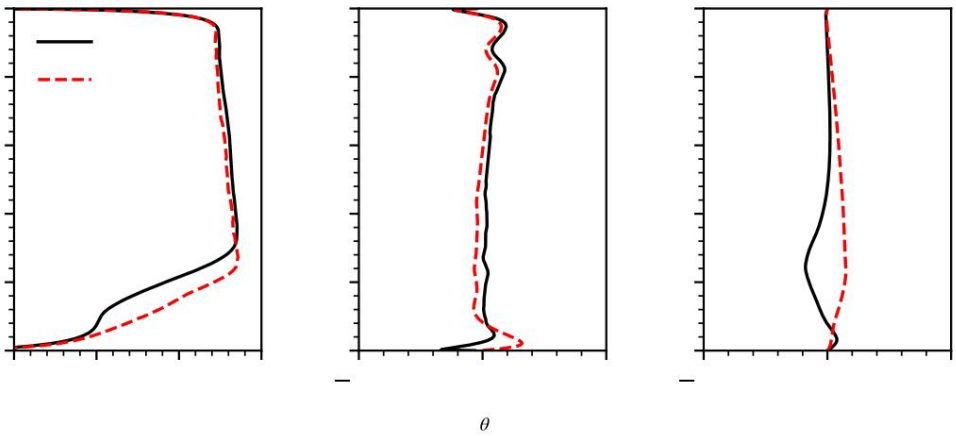


Рис. 21. Распределение трех компонент скорости по размаху на выходе статора в разных зазорах ступеней: а — осевое; (б) окружной; в) радиальный.

Анализ в этом разделе показывает, что как ротор, так и статор способствуют повышению производительности после уменьшения зазора. При меньшем зазоре ротор передает больше работы потоку и увеличивает статическое давление в зазоре ступени, что может улучшить неблагоприятный градиент давления и подавить отрыв потока во ступице статора. Изменение потока в статоре еще больше снижает общую потерю давления во ступице и приводит к значительному улучшению производительности ступени. В случае, рассматриваемом в настоящем исследовании, повышение производительности статора произошло за счет двух механизмов: восстановления следа, что является классическим способом объяснения увеличения производительности, и подавления отрыва потока статора , что является одним из основных моментов настоящей работы. . Первый механизм наблюдался в верхних пролетных положениях, где был присоединен поток статора, и коэффициент прироста производительности был меньше, чем в нижнем диапазоне пролетов, где доминировал второй механизм. Для конфигурации без разделения, когда зазор уменьшен, большой выгоды от подавления отрывного потока не существует, и увеличение производительности статора должно быть таким же, как и в верхнем диапазоне пролета настоящего исследования. В данной ситуации на прирост производительности повлиял Однако для современных высоконагруженных компрессоров разделение потока статора является обычным явлением [51], поэтому данный вывод все еще может быть применим.

3.4. Нестационарные

характеристики. Временные профили, показанные на рисунке 13, демонстрируют более сильные колебания при уменьшении зазора . Увеличение колебаний может ухудшить аэроупругие и аэроакустические характеристики компрессора. Однако в экспериментах сложно измерить пульсацию давления на вращающейся лопасти и трудно узнать ее распределение по всей поверхности. Поэтому влияние зазора на нестационарное давление на поверхности лопаток представляло интерес для настоящего исследования.

На рисунках 22 и 23 показаны распределения амплитуды пульсаций давления на роторе и статоре соответственно в двух зазорах с φ = 0,318. Амплитуды

Machine Translated by Google

были количественно определены половиной размаха значений нестационарного давления на сегментах лопаток. В частности, задняя часть лопасти несущего винта больше страдала от колебаний при уменьшении зазора, причем наибольшее значение наблюдалось вблизи задней кромки. Это колебание включало в себя нестационарное давление, возникающее на статоре и распространяющееся вверх по потоку, а уменьшение зазора не только усиливало колебания на статоре, но и сокращало расстояние затухания, тем самым сильно увеличивая амплитуду нестационарного давления на лопатку несущего винта. . Пшитарский и Уиллер [17] сообщили, что уровни турбулентности набегающего потока значительно выросли после уменьшения зазора, что также может быть связано с более сильными колебаниями, распространяющимися вверх по течению.

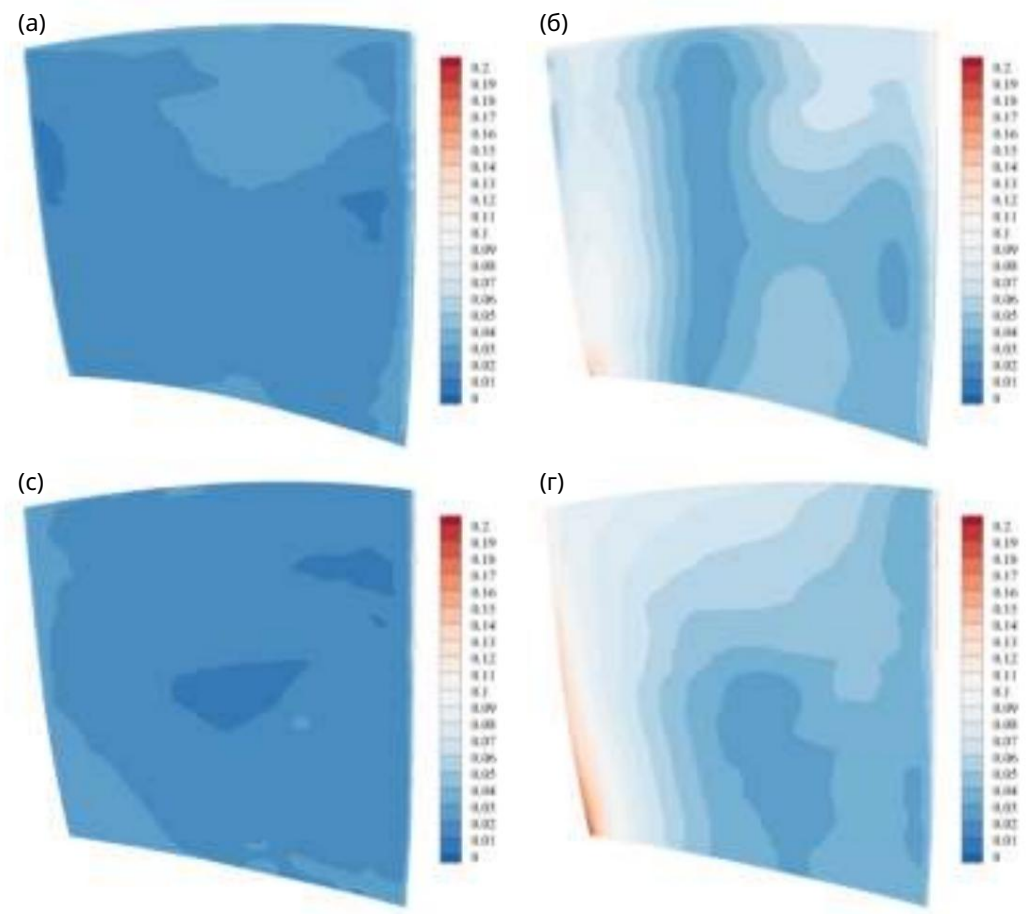


Рис. 22. Распределение амплитуды колебаний давления на лопасти несущего винта. (а) g = d0, поверхность давления , (б) g = d0, поверхность всасывания, (в) g = 0,1d0, поверхность давления, (г) g = 0,1d0, поверхность всасывания.

С другой стороны, аэроакустические характеристики компрессора зависят от расходных характеристик статора. В расчетном зазоре только в передней части статора наблюдались довольно сильные колебания давления, в то время как в большинстве остальных областей колебания не были очевидными , как показано на рисунках 23a,b. После уменьшения зазора было обнаружено также увеличение амплитуд колебаний на всем статоре, как и на роторе.

В частности, самая высокая амплитуда на передней кромке нагнетательной стороны статора более чем в два раза превышала соответствующее значение при расчетном зазоре, как видно из рисунков 23a,c. Было также обнаружено , что область с наибольшей амплитудой колебаний на всасывании статора, то есть красные области на передней кромке на рисунках 23b,d, расширяется по направлению к задней части лопасти после уменьшения зазора. При прохождении ротора передняя кромка статора разделила след ротора на две части, что привело к сильным колебаниям в этой области, которые также стали основным источником шума взаимодействия.

Machine Translated by Google

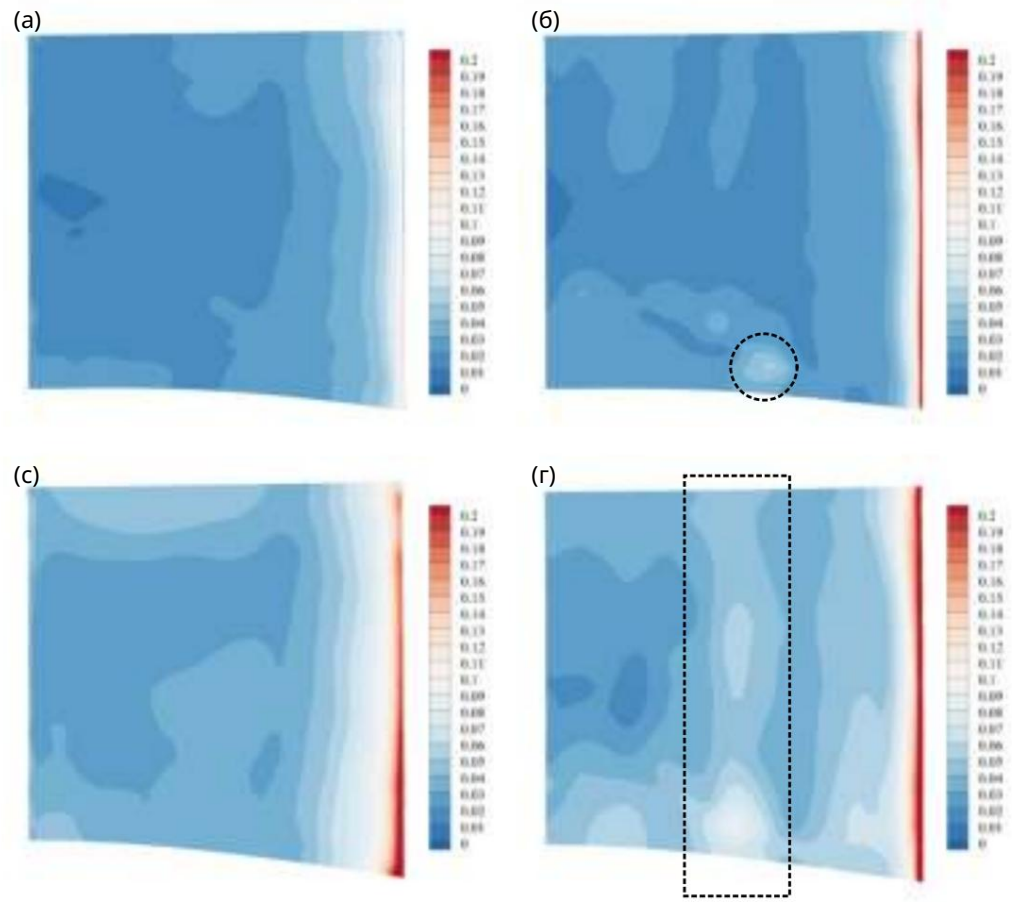


Рис. 23. Распределение амплитуды колебаний давления на лопатке статора. (а) g = d0, поверхность давления , (б) g = d0, поверхность всасывания, (в) g = 0,1d0, поверхность давления, (г) g = 0,1d0, поверхность всасывания,

Кроме того, в расчетном зазоре более высокие колебания давления также существовали вблизи середины хорды всасывающей поверхности статора, как отмечено черным пунктирным кружком на рисунке 23b. Когда зазор уменьшился, эта область увеличилась вдоль пролета, как отмечено черным пунктирным прямоугольником на рисунке 23d. Эта область с более сильными колебаниями была хорошо связана с взаимодействием следа ротора и потока статора. Как видно из контуров числа Маха на рисунке 16, вблизи передней кромки всасывающей поверхности статора существовала область ускорения потока , конец которой отмечен пунктирной линией черного цвета.

После того как след ротора был прерван статором, вдоль всасывающей поверхности статора образовался новый след. Как следствие, из-за взаимодействия следа ротора и потока статора в конце области ускорения образуются более сильные колебания давления , как показано на рисунках 23b,d. На всасывающей поверхности статора была еще одна небольшая область ускорения после области, отмеченной на рисунке 16d, и рядом с ней также можно было наблюдать очевидные колебания давления, как показано на рисунке 23d. Следовательно, помимо прерывания следа ротора, взаимодействие следа ротора и потока статора было еще одним основным источником колебаний давления на статоре, и оба этих двух источника можно было значительно усилить за счет уменьшения зазора.

4. Выводы

В данной статье представлено применение метода погруженной границы для исследования влияния зазора на взаимодействие лопаток с венцом тихоходного одноступенчатого компрессора. Стратегия гибридной сетки вместе с моделью стенки и адаптивным уточнением сетки облегчает использование метода IB для внутренних течений с высокими числами Рейнольдса, а также делает доступными вычислительные затраты. С помощью метода IB два ряда лезвий можно смоделировать в одной и той же координате, а сетку можно легко построить даже при

Machine Translated by Google

чрезвычайно малый разрыв между этапами. Основной вывод настоящего исследования заключается в том, что уменьшение зазора может как повысить нагрузку на ротор, так и подавить отрыв потока возле ступицы статора , тем самым обеспечивая очевидный выигрыш в производительности компрессора.

Моделирование сначала было проведено при расчетном зазоре, равном 35% са, и общие характеристики показали хорошее соответствие экспериментальным данным. Численная сходимость также была тщательно изучена. Затем зазор был уменьшен до 10% от проектного значения, т.е. до 3,5%са, и сравнения показали, что уменьшение зазора увеличило рост давления как на выходе ротора, так и на выходе статора, а также уменьшило общую потерю давления статор, что указывает на то, что оба ряда способствовали повышению производительности. Дальнейший анализ показал, что ротор работал в состоянии более высокой нагрузки, что приводило к увеличению общего повышения давления на выходе ротора при уменьшении зазора. Такому изменению общего повышения давления в основном способствовало увеличение статического давления на выходе из ротора, что могло уменьшить неблагоприятный градиент давления в области ступицы канала статора. Таким образом, отрыв потока в этой области также подавлялся, что сыграло значительную роль в повышении производительности статора.

Настоящая работа также доказывает потенциал метода IB в моделировании взаимодействия лопаток с венцом при чрезвычайно малом зазоре, а в будущих работах большое внимание будет уделено проверке этих новых механизмов течения посредством экспериментальных исследований.

Вклад авторов: Концептуализация, ZW; Приобретение финансирования, XS; Расследование, ZW и LD; Методология, д.д.; Надзор, XS; Валидация, ZW; Письмо — первоначальный вариант, ZW; Написание – рецензирование и редактирование, LD и XS. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: данное исследование финансировалось Национальным фондом естественных наук Китая (гранты № 51790514 и 52022009), Национальным крупным проектом по науке и технологиям (грант № 2017-II-003-0015) и Фондом ключевых лабораторий (2021-JCJQ). -LB-062-0102).

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.

Ссылки

1. Смит, Л.Х. Пограничные слои корпуса многоступенчатых компрессоров с осевым потоком. В исследовании потока в области лезвий; Джунг, Л.С., Ред.; Издательство Elsevier : Амстердам, Нидерланды, 1970 г.
2. Миколайчал А.А. Практическое значение нестационарного течения в АГАРД СР-177. Нестационарные явления в турбомашинах; Технический Отчет; Швейцарский федеральный технологический институт: Цюрих, Швейцария, 1977 г.
3. Смит Л. Вейк-дисперсия в турбомашинах. Дж. Базовый англ. 1966, 88, 688–690. [Перекрестная ссылка]
4. Адамчик, Дж. Дж. Смешивание следа в осевых компрессорах. В материалах Международного конгресса и выставки газовых турбин и авиационных двигателей, Бирмингем, Великобритания, 10–13 июня 1996 г. [CrossRef]
5. Дерегель, П.; Тан, К. Влияние следов ротора на установившуюся производительность осевого компрессора. В материалах Международного конгресса и выставки газовых турбин и авиационных двигателей ASME 1996 г. , Бирмингем, Великобритания, 10–13 июня 1996 г.; Том 1.
6. Горрелл, ЮВ; Копенхейвер, WW; Крисс, Р.М. Влияние следа восходящего потока на измеренные характеристики ступени трансзвукового компрессора. Дж. Пропуль. Власть 2001, 17, 43–48. [Перекрестная ссылка]
7. Горрелл, ЮВ; Окииси, ТН; Копенхейвер, В.В. Взаимодействие статора и ротора в трансзвуковом компрессоре. Часть 1: Влияние расстояния между рядами лопаток на производительность. Я. Турбомах. 2003, 125, 328–335. [Перекрестная ссылка]
8. Нолан, С.П.; Ботрос, Б.Б.; Тан, CS; Адамчик, Джей Джей; Грейтцер, Э.М.; Горрелл, С.Э. Влияние фазировки следа вверх по течению на околозвуковой звук производительность осевого компрессора. Я. Турбомах. 2011, 133, 021010. [CrossRef]
9. Кларк, КП; Горрелл, С.Э. Анализ и прогнозирование вихревой циркуляции, вызванной ударами, в трансзвуковых компрессорах. Я. Турбомах. 2015, 137, 121007. [CrossRef]
10. Ду, Л.; Солнце, Х.; Ян, В. Генерация вихревой подъемной силы за счет уменьшения зазора ротор/статор в турбомашинах. Дж. Пропуль. Власть 2016, 32, 472–485. [Перекрестная ссылка]
11. Ду, Л.; Солнце, Х.; Ян, В. Вихревой подъемный механизм в осевых турбомашинах с периодически наклоненными статорами. Дж. Пропуль. Власть 2016, 32, 486–499. [Перекрестная ссылка]
12. Сюй, Х.; Джин, Д.; Ван, М.; Ду, Л.; Сан, Д.; Гуй, Х.; Sun, X. Создание высокой подъемной силы лопастей за счет короткого осевого расстояния между ротором и статором в крошечном насосе. Аэросп. наук. Технол. 2018, 79, 328–335. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

13. Рай, М.М. Моделирование взаимодействия ротора-статора Навье-Стокса с использованием патчированных и наложенных сеток. Дж. Пропуль. Власть 1987, 3, 387–396. [Перекрестная ссылка]

14. Йоргенсон, ПК; Чима, Р.В. Явный метод Рунге-Кутты для нестационарного взаимодействия ротора и статора. AIAA J. 1989, 27, 743–749. [Перекрестная ссылка]

15. Джайлс М.Б. Взаимодействие статора и ротора в трансзвуковой турбине. Дж. Пропуль. Власть 1990, 6, 621–627. [Перекрестная ссылка]

16. Сюй, С.Т.; Ву, А.М. Уменьшение нестационарной нагрузки на лопасти за счет эффективного использования вихревых и потенциальных возмущений в осевом направлении. Компрессор с синхронизацией ротора. Я. Турбомах. 1998, 120, 705–713. [Перекрестная ссылка]

17. Пшитарский, П.Дж.; Уиллер, А.П. Влияние зазора на производительность компрессора. Я. Турбомах. 2020, 142, 121006. [CrossRef]

18. Пескин В.С. Метод погруженной границы. Акта Нумер. 2002, 11, 479–517. [Перекрестная ссылка]

19. Миттал Р.; Яккарино, Дж. Методы погруженных границ. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2005, 37, 239–261. [Перекрестная ссылка]

20. Гриффит, Б.Э.; Патанкар Н.А. Погруженные методы взаимодействия жидкости и конструкции. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2020, 52, 421–448. [Перекрестная ссылка]

21. Чжун, Г.; Сан, Х. Новая стратегия моделирования колебательного каскада в турбомашинах с использованием метода погруженной границы. Дж. Пропуль. Власть 2009, 25, 312–321. [Перекрестная ссылка]

22. Чен, К.; Ван, З.; Ду, Л.; Сан, Д.; Сан, Х. Моделирование нестационарных потоков в компрессоре с использованием метода погруженных границ с модель турбулентной стены. Аэросп. наук. Технол. 2021, 115, 106834. [CrossRef]

23. Ченг, Л.; Ду, Л.; Ван, Х.; Сан, Х. Невязкое нелинейное моделирование вызванного вибрацией акустического резонанса линейного каскада. AIAA J. 2021, 59, 1849–1860. [Перекрестная ссылка]

24. Рома, А.М.; Пескин, К.С.; Бергер, М.Дж. Адаптивная версия метода погруженных границ. Дж. Компьютер. Физ. 1999, 153, 509–534. [Перекрестная ссылка]

25. Ванелла, М.; Рабенольд, П.; Баларас, Э. Метод встроенных границ прямого воздействия с адаптивным измельчением сетки для задач взаимодействия жидкости и структуры. Дж. Компьютер. Физ. 2010, 229, 6427–6449. [Перекрестная ссылка]

26. Ангелидис, Д.; Чаудхари, С.; Сотиропулос, Ф. Неструктурированное декартово уточнение с использованием метода погруженных границ с острой границей раздела для трехмерных нестационарных несжимаемых течений. Дж. Компьютер. Физ. 2016, 325, 272–300. [Перекрестная ссылка]

27. Аль-Маруф, М.; Самтани, Р. Универсальный метод встроенной граничной адаптивной сетки для сжимаемого потока в сложной геометрии. Дж. Компьютер. Физ. 2017, 337, 339–378. [Перекрестная ссылка]

28. Ван З.; Ду, Л.; Сан, Х. Адаптивное уточнение сетки для моделирования взаимодействия жидкости со структурой с использованием метода погруженных границ с острой границей раздела . Межд. Дж. Нумер. Methods Fluids 2020, 92, 1890–1913. [Перекрестная ссылка]

29. Капиццано Ф. Модель турбулентной стенки для методов погруженных границ. Журнал AIAA 2011, 49, 2367–2381. . 1.J050466. [Перекрестная ссылка]

30. Капиццано, Ф. Сочетание модели стеночной диффузии с методом погруженных границ. Журнал AIAA 2016, 54, 728–734. [Перекрестная ссылка]

31. Тамаки Ю.; Харада, М.; Имамура, Т. Пристеночная модификация модели турбулентности Спаларта-Алмараса для погруженной границы метод. AIAA J. 2017, 55, 3027–3039. [Перекрестная ссылка]

32. Бергер, МЮ; Афтосмис, М.Дж. Модель стенки на основе ОДУ для моделирования турбулентных потоков. AIAA J. 2018, 56, 700–714. [Перекрестная ссылка]

33. Цай, СГ; Дегриньи, Дж.; Буссюж, Дж. Ф.; Сагаут, П. Связь моделей стенок турбулентности и погруженных границ на декартовой системе координат. сетки. Дж. Компьютер. Физ. 2021, 429, 109995. [CrossRef]

34. Константа, Б.; Перон, С.; Божандр, Х.; Бенуа, К. Улучшенный метод погруженных границ для моделирования турбулентных потоков на декартовых сетках. Дж. Компьютер. Физ. 2021, 435, 110240. [CrossRef]

35. Донг, Х.; Сан, Д.; Ли, Ф.; Джин, Д.; Гуй, Х.; Сан, Х. Влияние искажений при вращении впускного отверстия на стабильность компрессора с предвестником остановки двигателя. подавленная обработка обсадной колонны. Дж. Жидкости Eng. Пер. ASME 2015, 137, 111101. [CrossRef]

36. Ли, Ф.; Ли, Дж.; Донг, Х.; Чжоу, Ю.; Сан, Д.; Сан, Х. Подход к предупреждению о сваливании, основанный на аэроакустическом принципе. Дж. Пропуль. Власть 2016, 32, 1353–1364. [Перекрестная ссылка]

37. Донг, Х.; Сан, Д.; Ли, Ф.; Джин, Д.; Гуй, Х.; Сан, Х. Влияние обработки корпуса с подавлением предвестников срыва на низкоскоростной Компрессор с вихревыми искажениями. Дж. Жидкости Eng. Пер. ASME 2018, 140, 091101. [CrossRef]

38. Донг, Х.; Ли, Ф.; Сюй, Р.; Сан, Д.; Сан, Х. Дальнейшее исследование акустического предупреждения о остановке компрессоров. Я. Турбомах. 2019, 141, 061001. [CrossRef]

39. Сюй, Д.; Он, К.; Сан, Д.; Сан, Х. Прогнозирование начала остановки осевых компрессоров с радиальными искажениями на входе. Аэросп. наук. Технол. 2021, 109, 106433. [CrossRef]

40. Спаларт, PR; Аллмарас, С.Р. Модель турбулентности с одним уравнением для аэродинамических потоков. В материалах 30-й аэрокосмической конференции. Научная встреча и выставка, Рино, Невада, США, 6–9 января 1992 г. [CrossRef]

41. Роу, П.Л. Приближенные решатели Римана, векторы параметров и разностные схемы. Дж. Компьютер. Физ. 1981, 43, 357–372. [Перекрестная ссылка]

42. Ли, Х.; Гу, К. Всескоростная схема типа Роу и ее асимптотический анализ поведения при малых числах Маха. Дж. Компьютер. Физ. 2008, 227, 5144–5159. [Перекрестная ссылка]

43. Ван Леер, Б. На пути к окончательной консервативной разностной схеме. V. Продолжение метода Годунова второго порядка. Дж. Компьютер. Физ. 1979, 32, 101–136. [Перекрестная ссылка]

44. Бергер, МЮ; Олигер, Дж. Адаптивное измельчение сетки для гиперболических уравнений в частных производных. Дж. Компьютер. Физ. 1984, 53, 484–512. [Перекрестная ссылка]

45. Бергер, МЮ; Колелла, П. Локальное адаптивное уточнение сетки для ударной гидродинамики. Дж. Компьютер. Физ. 1989, 82, 64–84. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

46. Афтосмис, MJ; Мелтон, Дж. Э.; Бергер, М. Дж. Адаптация и моделирование поверхности для методов декартовой сетки. В материалах 12-я конференция по вычислительной гидродинамике, Сан-Диего, Калифорния, США, 19–22 июня 1995 г. [CrossRef]
47. Гильманов А.; Сотиропулос, Ф.; Баларас, Э. Общий алгоритм реконструкции для моделирования потоков со сложными трехмерными погруженными границами на картеровских сетках. Дж. Компьютер. Физ. 2003, 191, 660–669. [Перекрестная ссылка]
48. Гильманов А.; Сотиропулос, Ф. Гибридный метод декартовой/погруженной границы для моделирования потоков с помощью 3D, геометрически сложные движущиеся тела. Дж. Компьютер. Физ. 2005, 207, 457–492. [Перекрестная ссылка]
49. Сполдинг Д.Б. Единая формула «закона стены». Дж. Прил. Мех. Пер. ASME 1961, 28, 455–457. [Перекрестная ссылка]
50. Чанг, М.; Во, А. М. Навье-Стокс и потенциальные расчеты влияния осевого расстояния на вихревые и потенциальные возмущения и реакция на порывы ветра в осевом компрессоре. Я. Турбомах. 1997, 119, 472–481. [Перекрестная ссылка]
51. Диккенс, Т.; День, И. Проектирование высоконагруженных осевых компрессоров. Я. Турбомах. 2011, 133, 031007. [CrossRef]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Эксергетическая оценка эффективности вентиляторов по сравнению с Изэнтропическая эффективность

Йоханнес Бретц, Кристиан Шенцле и Питер Ф. Пельц *

Факультет машиностроения, Технический университет Дармштадта, Отто-Берндт-Штрассе 2, 64287 Дармштадт, Германия *
Адрес для переписки: peter.pelz@fst.tu-darmstadt.de

Аннотация: Определение эффективности позволяет сравнить две машины друг с другом. В общем, эффективность определяется как отношение полезной мощности к необходимой мощности. Возникает вопрос: какова полезная мощность? Большинство инженеров обсуждают эффективность на основе энергетического баланса, т. е. первого закона термодинамики. В данной статье мы выводим экзегетический КПД с учетом второго закона термодинамики. Эксергетический анализ учитывает работу и тепло и способен очень точно моделировать реальность. На этой основе дано сравнение изэнтропической и эксергетической эффективности . В качестве примера использован радиальный вентилятор высокого давления и обсуждены различия. Поэтому оцениваются измерения неадиабатического вентилятора и обсуждается роль теплового потока в окружающей среде. Исследования показывают, что существенная разница между изоэнтропическим и эксергетическим КПД становится очевидной в диапазоне частичных нагрузок при повышении давления. Тепловая энергия, содержащаяся в потоке, пропорционально принадлежит эксергии, т. е. работоспособности газа по отношению к окружающей его среде. Для такого стандарта, как ISO 5801 «Вентиляторы. Проверка производительности с использованием стандартизированных воздуховодов», эффективность должна быть не только физически правильной, но также простой и практичной. На этом фоне в перспективе данной статьи обсуждается, когда и какое определение эффективности является уместным и лучше всего подходит для стандарта.

Ключевые слова: эксергия; эффективность; вентилятор; второй закон

check for updates

Цитирование: Бретц, Дж.; Шенцле, К.; Пельц, П.Ф. Оценка эффективности вентиляторов на основе эксергии в сравнении с изэнтропическим КПД. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 4. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010004 .

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 5 сентября 2022 г.
Пересмотрено: 21 декабря 2022 г.
Принято: 2 февраля 2023 г.
Опубликовано: 6 февраля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Вентиляторы и компрессоры — это рабочие машины, которые характеризуются широким диапазоном работы и применением во всех отраслях промышленности. Их основной функцией является обеспечение объемного расхода жидкости при заданной разнице давлений, что делает их незаменимыми для всех видов промышленных процессов, от простой подачи сжатого воздуха до очень сложных химических реакций. Разнообразие требований и газов, связанных с применением, приводит к разнообразию конструкций машин. В этом отношении физические принципы работы обеспечивают разумную структуру вентиляторов и компрессоров. Для сегодняшних технических приложений двумя наиболее важными принципами являются гидродинамический и гидростатический принципы. Соответствующими категориями машин являются турбомашины и машины объемного типа. В этой статье мы сосредоточимся на применении вентиляторов.

Помимо важности вентиляторов и компрессоров для реализации промышленных процессов, их использование требует затрат. Эти затраты в основном зависят от энергопотребления, учитывая стоимость их жизненного цикла. Вот почему инвестиции в повышение энергоэффективности работающих машин, таких как вентиляторы или компрессоры, обычно показывают высокую экономическую эффективность при низком финансовом риске. Однако потребление энергии и связанные с ним затраты оказывают влияние не только на пользователей, но и имеют значение для общества. Подробные исследования в соответствии с Директивой об экодизайне Европейской комиссии показали, что вентиляторы и компрессоры являются важными потребителями электроэнергии [1]. В этом контексте недавнее исследование Министерства экономики и энергетики Германии показывает, что на насосы и компрессоры приходится 16% потребления электроэнергии в немецкой промышленности [2]. Поскольку производ

Machine Translated by Google

во всем мире по-прежнему сильно зависит от ископаемого топлива, вентиляторы и компрессоры, следовательно, вносят значительный вклад в выбросы CO2 и, следовательно, в изменение климата и связанные с этим будущие затраты для общества.

Следовательно, с точки зрения как промышленности, так и общества, оценка энергоэффективности вентиляторов и компрессоров весьма актуальна. КПД представляет собой безразмерную меру рассеиваемой мощности машины. На этом этапе необходимо различать машину, модуль и систему. Задача турбомашины или машины объемного действия состоит в преобразовании механической энергии в энергию жидкости.
Границами системы являются вал машины, а также входное и выходное отверстия машины . С другой стороны, модуль состоит из более чем одной машины или компонента и также называется «расширенным продуктом». В случае машин, работающих с жидкостью, модуль обычно включает в себя преобразователь частоты, электродвигатель и насос или компрессор. Их энергетическая оценка основана на сценарии нагрузки, включающем частичную нагрузку и характеристику эффективности. Это показывает, что работа в зоне частичной нагрузки используется чаще, чем работа в точке наилучшего КПД. Наконец, технические системы обычно состоят из множества машин и компонентов, реализующих технические процессы. В случае гидроэнергетических систем существуют абсолютные меры, основанные на физических аксиомах. С одной стороны, закон Бетца дает коэффициент сбора энергии для ветряных турбин, который определяется отношением механической мощности к доступной мощности с верхним пределом 16/27 [3]. С другой стороны, Пельц дает верхний предел гидроэнергетики при расходе в открытом русле ра Наиболее известной абсолютной мерой является КПД Карно, который определяет максимальный КПД идеальной тепловой машины или цикла Карно [5]. В этом случае эксергия становится соответствующей величиной, которая измеряет рабочую способность жидкости относительно ее окружающей среды. Эксергия была впервые введена Фриче, Хенеманном и Рэнтом в 1956 году [6]. Хотя эксергетический анализ является современным средством оценки тепловой мощности или рабочих систем [7], исследования эффективности на основе эксергии для одножидкостных рабочих машин редки [8]. Маси и др. [9] дают представление о производительности и эффективности промышленных вентиляторов. Нахджири и др. [10] на примере радиального компрессора продемонстрировали, что использование эффективности, основанной на энергетическом балансе, недостаточно для получения физически правильных результатов. Это иллюстрировалось падением эффективности с увеличением скорости радиального компрессора, когда не учитывался тепловой поток. Эксергетический анализ предназначен для обнаружения нефизических тенденций и, следовательно, несоответствий в физике [11]. Соргювен и др. [12] исследовали эксергетические потери в центробежном насосе с использованием моделирования больших вихрей. Они предполагают, что ни плотность, ни температура не меняются. Для несжимаемой жидкости, подвергающейся изотермическому процессу, как удельная внутренняя энергия, так и удельная энтропия остаются постоянными, что существенно упрощает анализ. Эксергетический анализ имеет смысл, особенно когда рассматриваются целые системы. Мазлум и др. В [13] показан эксергетический анализ и эксергоэкономическая оптимизация адиабатической системы хранения сжатой энергии постоянного давления. Также представлена эксергия в компрессоре. В предположении об адиабатической машине здесь пренебрегают тепловыми потерями, а также упрощается расчет сжатия при постоянном изэнтропическом КПД.

На этом фоне мы делаем два вывода. Во-первых, эффективность гидравлических рабочих машин имеет фундаментальное значение для их собственной оценки, а также для оценки как модулей, так и рабочих систем. В то же время, несмотря на бесчисленные научные исследования эффективности машин, работающих с жидкостью, определение эффективности, методы измерения и применение в стандартах и директивах остаются постоянными проблемами, например, пересмотр ISO 5801:2018 для вентиляторов. Во-вторых, необходима эксергетическая оценка вентиляторов и компрессоров, которая приведет к наиболее общему определению эффективности. Поэтому данная статья начинается с вывода экзегетической эффективности на основе первого и второго законов термодинамики. Следуя этой общей форме, мы рассмотрим его применение в центробежном вентиляторе высокого давления. Кроме того, определения изэнтропической эффективности сравниваются с экзегетической эффективностью. Впоследствии мы обсуждаем эталонные приложения и сравниваем различные определения эффективности на основе данных измерений. Статья завершается выводами и нашим прогнозом.

Machine Translated by Google

2. Эффективность в свете первого и второго законов термодинамики.

Большинство инженеров обсуждают эффективность только с точки зрения энергетического баланса, т.е. первый закон термодинамики. В этом разделе мы выводим экзегетическую эффективность, также принимая учитывать второй закон термодинамики. Для этого наиболее общего определения эффективности, мы увидим, что обе аксиомы действительно необходимы.

Первый закон термодинамики для машины, работающей в установившемся режиме, гласит:

$$\dot{m}(h_{t2} - h_{t1}) = \dot{W}_{PS} + \dot{Q} \quad (1)$$

Этот закон сохранения энергии, отличающий тепловой поток $\dot{Q}$ и работа $\dot{W}_{PS}$ и связывая их с внутренней энергией, состоящей из массового расхода $\dot{m}$ и разницы по энтальпии $h_{t2} - h_{t1}$.

Второй закон термодинамики (теорема об энтропии) гласит:

$$\dot{m}(s_2 - s_1) = \dot{S}_{irr} + \frac{\dot{Q}}{T}, \quad (2)$$

с разницей массовой удельной энтропии $s_2 - s_1$ слева. С правой стороны, исходный термин $\dot{S}_{irr}$ — работа, рассеиваемая внутри системы; эта работа не происходит снаружи, но при этом увеличивается внутренняя энергия в результате трения, дросселирования или ударных процессов. второй срок $\dot{Q}/T$ учитывает увеличение или уменьшение энтропии в результате теплового потока. через границу системы.

$$\dot{m}(h_{t2} - h_{t1}) - T_0\dot{m}(s_2 - s_1) = -T_0\dot{S}_{irr} \quad (3)$$

Эксергия – это рабочая часть энергии и результат вычитания энергии и анергии:

$$\text{эксергия} := \text{эксергия} - \text{анергия}$$

$$ex_2 := ex_1 + (h_{t2} - h_{t1}) - T_0(s_2 - s_1) \quad (4)$$

Интерпретация правой части уравнения (3) показывает, что эксергия представляет собой дробь мощности на валу, которая передается жидкости и не рассеивается.

Функция вентилятора или компрессора заключается в увеличении эксергии подаваемого газа. Эксергия измеряет рабочую емкость газа по отношению к окружающей среде.

удельная эксергия частицы жидкости перед входом в турбомашину (см. рисунок 1) равна определяется как

$$ex_1 := h_{t1} - h_0 - T_0(s_1 - s_0). \quad (5)$$

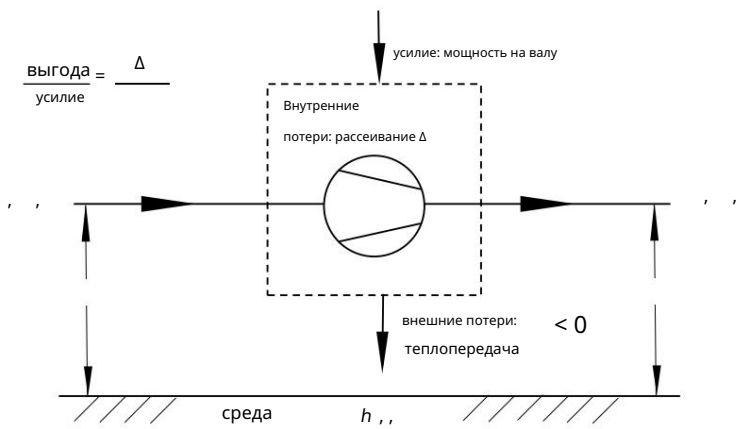


Рис. 1. Границы системы турбомашины с условиями на входе, выходе и обменом с среда.

Machine Translated by Google

Когда они проходят через вентилятор, эксергия тех же частиц жидкости увеличивается до

$$ex2 := ht2 \quad h0 \quad T0(s2 \quad s0). \tag{6}$$

Следовательно, выгода машины определяется изменением потока эксергии.

$$\text{выгода} = \dot{m}\,(ex2 \quad ex1) = \dot{m} \quad \dot{ex}. \tag{7}$$

Выгода представляет собой произведение «потока» $\dot{m}$ и разницы потенциалов $\dot{ex}$. Усилием по достижению этого преимущества является мощность на валу PS. Это механическая работа, совершаемая жидкостью в единицу времени.

Следовательно, наиболее естественным определением эффективности машины, вентилятора или компрессора, является

$$\eta ex := \frac{\dot{м} \quad ex}{ПС}. \tag{8}$$

Для учета теплового потока $\dot{Q}$ Вопрос, вернемся к 1-му и 2-му законам термодинамика (уравнения (1) и (2)). Придерживаемся обычной нормы, где Q положительно, если тепловой поток передается в машину. Однако для турбомашин тепловой поток в большинстве случаев идет от машины в окружающую среду, т. е. Q < 0.

Следовательно, температура T во втором законе термодинамики — это температура источника теплопроводности. При Q < 0 чистая температура — это средняя температура машины , которая больше температуры окружающей среды T = Tm > T0.

Заменяя полную энтальпию в 1-м законе термодинамики на эксергию и полагая T = Tm, две аксиомы записываются как

$$\dot{m}(ex2 \quad ex1) = PS + \dot{m}(s2 \quad s1), Q \quad T0 \tag{9}$$

$$\text{Вопрос } \dot{m}(s2 \quad s1) = \text{Sirr} \frac{\quad}{+ Tm}. \tag{10}$$

Теперь мы находимся в положении, когда разность энтропий $s = s2 \quad s1$ можно исключить из двух аксиом:

$$T0 \cdot \dot{m}(ex2 \quad ex1) = PS + Q\ 1 \quad Tm \quad \frac{\quad}{\quad} \quad T0 \quad Сирр. \tag{11}$$

Это уравнение, основанное на аксиоматических основаниях, является наиболее поучительным, когда мы обсуждаем эффективность. Первый и второй законы термодинамики теперь дают четкую интерпретацию эксергетического КПД:

$$\eta ex := \frac{\dot{м} \quad ex}{ПС} = 1 + \frac{\dot{Q}}{ПС} \quad T0\ 1 \frac{\quad}{Тм} \quad \frac{T0 \quad Сирр}{ПС}. \tag{12}$$

Теперь упомянутые выше внутренние и внешние потери принимают следующий вид:

$$\text{Внутренние потери Sirr} = \text{рассеивание} = \varepsilon i := \frac{T0}{ПС}, \tag{13}$$

$$\text{внешние потери} = \text{теплопередача} = \varepsilon o := \frac{\dot{Q}}{ПС} \quad T0\ 1 \frac{\quad}{Тм}. \tag{14}$$

Примечательно, что к потерям приводит не весь тепловой поток, а только его часть.

$$\eta C := 1 \quad \frac{T0}{Тм}. \tag{15}$$

Machine Translated by Google

Это безразмерное соотношение известно как эффективность Карно. Более того, хорошо известно, что трение жидкости приводит к скорости диссипации Sirr, тем самым снижая эффективность. Малоизвестно, что теплопроводность Q снижает эффективность, но только часть Карно ηC этого теплового потока. С помощью сокращений q := Q/m и w := PS/ m и определений (13) и (14) важное уравнение (12) можно записать в эквивалентной форме

$$\eta ex := \frac{ex}{ш} \text{ знак равно } 1 - \varepsilon o - \varepsilon i . \quad (16)$$

Для расчета необходимы модели теплопередачи и рассеяния. Используя уравнение теплопередачи Q = αA(Tm T0) для внешних потерь, потери можно представить следующее

$$\varepsilon o = \frac{\alpha ATm}{ПС} \quad 1 \quad \frac{T0}{Тм}^{2}, \quad (17)$$

при этом коэффициент теплопередачи равен α , а поверхность машины равна A. Дисипативные потери зависят от машины. Это не будет подробно обсуждаться в данной статье, поэтому делается ссылка на другую работу в литературе: Pelz et al. [14] дают подробное описание потерь для вентиляторов, а Шобейри [15] дает описание потерь для компрессоров. В варианте (i) можно отдельно учитывать потери теплопередачи и диссипативные потери, но этот метод из-за трудоемкости весьма непригоден для практического п

Для теплового и термического идеального газа с удельной теплоемкостью ср, cv, γ := cp/cv и R = ср cv, энтропия измеряется путем измерения температуры T и давления p [16].

$$\ln \frac{T}{T0} \frac{ps}{p0} \quad P \ln \quad s0 = cp . \quad (18)$$

Абсолютная энтальпия определяется выражением

$$ht \quad h0 = cp(Tt \quad T0). \quad (19)$$

Следовательно, ex/cpT0 определяется выражением

$$\frac{ex}{cpT0} = \frac{Tт2 \quad Tт1}{T0} \ln \frac{T2}{T1} + \frac{\gamma \quad 1}{\gamma} \ln \frac{п2}{п1} . \quad (20)$$

При удельной работе w := PS/ m эксергетический КПД определяется выражением

$$\eta ex = \frac{cp(Tt2 \quad Tt1)}{ш} \quad \frac{cpT0}{ш} \quad \ln \frac{T2}{T1} \quad пер \frac{п2}{п1}^{\frac{\gamma \quad 1}{\gamma}} . \quad (21)$$

Таким образом, для идеального газа имеем

$$\eta ex = 1 + \overline{\eta c} \quad \varepsilon i = w \quad \frac{ht\ q}{ш} \quad \frac{cpT0}{ш} \quad \ln \frac{T2}{T1} \quad пер \frac{п2}{п1}^{\frac{\gamma \quad 1}{\gamma}} . \quad (22)$$

Уравнение (22) показывает два способа расчета эксергетической эффективности: (i) расчет путем указания потерь; (ii) Определение расчета генерируемой энтропии.

Вариант (ii) более пригоден для расчета эксергетической эффективности, так как он может определяться исключительно входными и выходными переменными и условиями окружающей среды.

Machine Translated by Google

По сравнению с изэнтропическим КПД (уравнение (23)) основано на изэнтропическом сжатии ,

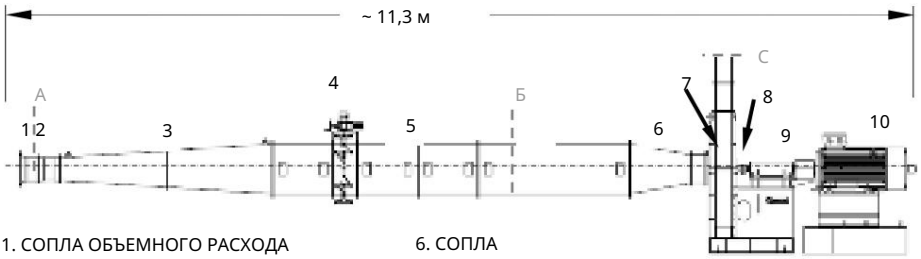
$$\eta s = \frac{\frac{\gamma}{\gamma - 1}\frac{p1}{\rho 1}\left[\left(\frac{p2}{p1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] + 1 + 2\left(\frac{\dot{M}}{\rho 2 A 2}\right)^2 - \left(\frac{\dot{M}}{\rho 1 A 1}\right)^2}{\omega}. \quad (23)$$

Понятно, что эксергетическая эффективность учитывает не только чистую гидроэнергию, но и отношение к окружающей среде. Применение его к вееру подчеркивает различия.

3. Применение к центробежному вентилятору высокого

давления. Для применения эксергетического КПД выбирается радиальный вентилятор высокого давления , поскольку различия оцениваются как более существенные из-за более высоких перепадов температур. Вентилятор с диаметром рабочего колеса Dr = 1,33 м работает с частотой вращения = 2300 об/ мин и частотой вращения n = 2200 об/мин. Достижимое в этих условиях повышение давления составляет Δ = 19 000 Па, максимум pt = 19 000 Па, и, таким образом, оно все еще находится в рамках стандарта ISO5801: 2018.

Установка испытательных стендов центробежных вентиляторов показана на рисунке 2 для испытательного стенда среднего масштаба . Поток идет слева направо и проходит сначала через сопло объемного расхода (1, A). Для повышения точности измерения сопло объемного расхода было откалибровано с помощью гребенки общего давления (2). После дросселя (4) расположен выпрямитель потока (5), позволяющий снизить турбулентность и неоднородности. Условия на входе вентилятора (общая температура и статическое давление) измеряются в измерительной камере в позиции (B). Испытательный вентилятор (7) соединен с измерителем крутящего момента (8) с двигателем (10). Измеритель крутящего момента расположен между рабочим колесом и подшипниками. Вентилятор свободно выду Таким образом, в точке (C) статическое давление можно принять равным давлению окружающей среды. На выходе измеряется только температура. Условия окружающей среды регистрируются в экспериментальном зале с помощью отдельного прибора.



1. СОПЛА ОБЪЕМНОГО РАСХОДА
2. БЛОК КАЛИБРОВКИ
3. ДИФФУЗОР
4. ДРОССЕЛЬ
5. ВЫПРАВИТЕЛЬ ПОТОКА
6. СОПЛА
7. ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР
8. МОМЕНТМЕТР
9. ПОДШИПНИК
10. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ

A, Б, C ИЗМЕРЕНИЕ САМОЛЕТЫ

Рисунок 2. Стенд для испытания труб согласно ISO 5801:2018 с центробежным вентилятором высокого давления.

Тепловые изображения спирального корпуса были получены для количественной оценки температуры машины Tm. Пример приведен на рисунке 3, где показана рабочая точка максимальной частичной нагрузки. Определение теплового потока требует определения коэффициента теплоотдачи α машины в окружающую среду. Определение осложнялось наличием свободно дующего вентилятора. При максимальной перегрузке передаются массовые потоки m = 10 кг/с , что соответствует скорости истечения c2 = 144 м/с. Выходной к циркуляции = 10 кг/с = 144 м/с воздуха в зоне вентилятора. Коэффициент теплопередачи зависит от потока вокруг машины и поэтому в наших экспериментах он не был постоянным. Путем обратного расчета коэффициента теплопередачи на основе расчета теплового потока по уравнению (1) коэффициенты можно сравнить с литературными значениями и, таким образом, про

$$\dot{Q} = \dot{M}\,(ht2 - ht1) - PS. \quad (24)$$

$$= (h - h) - \dot{Q}$$

$$= = \frac{(h - h) - (-)}{(-)}.$$

Machine Translated by Google

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{вопрос}}{A(T_м - T_0)} = \frac{\dot{m}(h_{t2} - h_{t1})}{PS\ A(T_m - T_0)}. \quad (25)$$

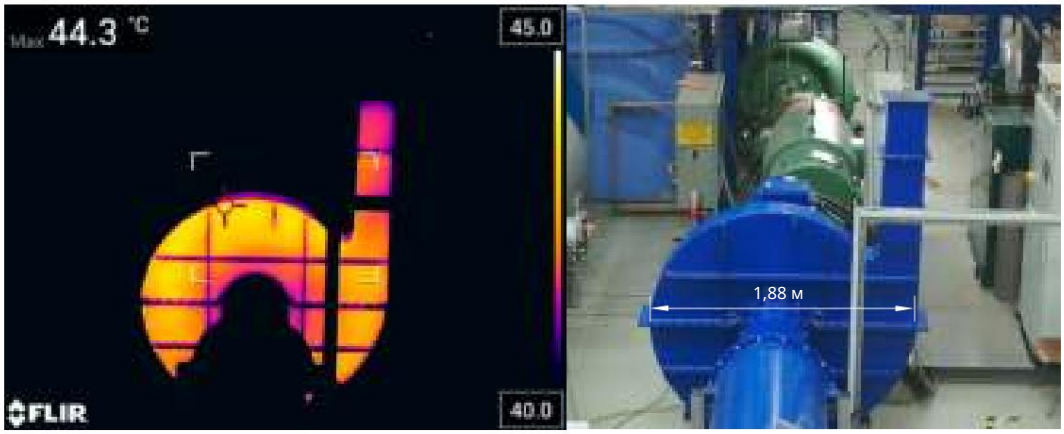


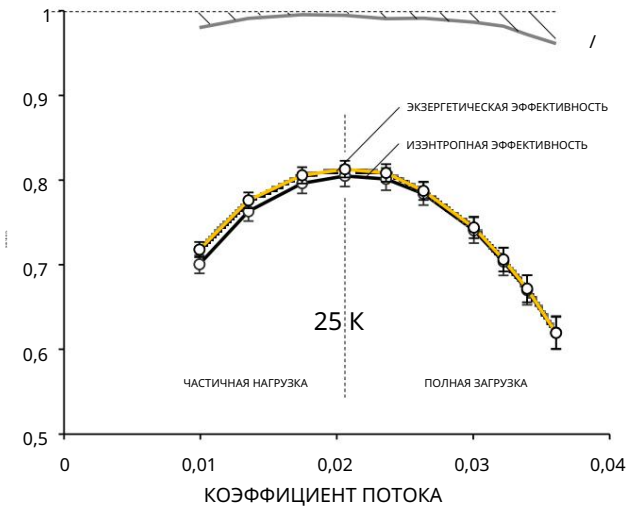
Рисунок 3. Тепловые изображения спирального корпуса. Лаборатория ФСТ, Дармштадтский технический университет.

Оценка позволила получить коэффициенты теплопередачи α = 4,26 Вт/м2K для застойного воздуха при частичной нагрузке и 85,52 Вт/м2K при полной нагрузке, что соответствует умеренно-быстро движущемуся воздуху, перпендикулярному металлической стене, согласно литературе.

Пример показывает, что расчет эксергетической эффективности на основе результирующих потерь (уравнение (12)) нецелесообразен. Ни рассеиваемую работу, ни тепловой поток определить нелегко. Однако вычисление генерируемой энтропии на основе условий на входе и выходе возможно и будет применено в следующем разделе.

4. Сравнение эксергетической и изэнтропической эффективности.

На рис . 4 показано сравнение эксергетического КПД с изэнтропическим КПД. Для изэнтропического кпд мощность изоэнтропического сжатия устанавливалась в зависимости от мощности рабочего колеса, а для эксергетического кпд использовался расчет, приведенный в уравнении (22) . Столбцы представляют неопределенность соответствующих точек измерения. Для расчета каждой точки измерения был измерен набор данных из 200 повторений, и квадрат неопределенности был получен из суммы квадратов статистической и систематической неопределенности измерения с доверительным интервалом 95%. Для частичной нагрузки можно увидеть неопределенность примерно в один процентный пункт, которая увеличивается примерно до двух процентных пунктов для полной нагрузки.



= 2 K

Рисунок 4. Эксергетический КПД по сравнению с изэнтропическим КПД. Рассчитанные потери мощности из-за рассеивания тепла в окружающую среду заштрихованы.

Machine Translated by Google

Различия в работе перегрузки между двумя КПД незначительны.
Разница в эффективности увеличивается во время работы при частичной нагрузке, при этом максимальная разница в эффективности составляет 1,8 процентных пункта. Эта хорошая корреляция примечательна, несмотря на разные правила расчета.

Откуда берутся различия в эффективности? В случае изэнтропического сжатия предполагается обратимое изменение состояния, что определяет путь интегрирования изменения состояния. Поскольку энтропия является переменной состояния, разность энтропии не зависит от выбора пути интегрирования [17]. Соответственно, эксергетическая эффективность также не зависит от выбора пути интеграции.

Эксергетический КПД включает в себя не только мощность сжатия, но и обратимую тепловую мощность, связанную с окружающей средой. В показанном примере разница между температурой на выходе и температурой окружающей среды составляет T2 T0 = 2 K для режима полной нагрузки и 25 K для режима частичной нагрузки. Таким образом , полезная тепловая энергия по отношению к окружающей среде невелика при работе с полной нагрузкой, но в то же время она влияет на эффективность работы при частичной нагрузке. Эта тепловая энергия возникает в результате диссипации и может быть использована только с эксергетической точки зрения, но не с энергетической .

Кроме того, на рисунке 4 показана доля рассеяния тепла в окружающую среду, рассчитанная по уравнению (24) и подтвержденная с помощью тепловых изображений. Рассеяние имеет минимум вблизи точки наилучшего КПД и максимум при работе с полной нагрузкой, с долей около 4% точек. В режиме частичной нагрузки движущим механизмом теплопередачи является теплопроводность, тогда как в режиме полной нагрузки добавляется повышенная тепловая конвекция. По мере выхода потока из вентилятора в экспериментальный зал воздух циркулирует в зале, а значит, и вокруг вентилятора.

5. Выводы

Первый и второй законы термодинамики объединяются для достижения эксергетической эффективности. В результате его самым большим преимуществом является его универсальная применимость. Эксергетический КПД учитывает не только энергию жидкости, возникающую в результате повышения давления и подачи объемного расхода, но также и содержащуюся в окружающей среде полезную тепловую энергию.

Исследования показывают, что существенная разница между изоэнтропическим и эксергетическим КПД становится очевидной в диапазоне частичных нагрузок с высоким нарастанием давления. В настоящей заявке с центробежным вентилятором высокого давления разница в эффективности между эксергетическим и изэнтропическим КПД составляет 1,8% для режима частичной нагрузки.

Если рассматривать частный случай изотермического изменения состояния, то эксергетический КПД почти становится изэнтропическим КПД, и остается только разность логарифмов степени сжатия. Если также предположить, что нарастание давления стремится к нулю, остается только кинематическая часть энергии. Этот особый случай встречается примерно в осевом вентиляторе без корпуса. Аппроксимацию упомянутого предельного случая можно также увидеть на примере применения, когда рассматривается работа с полной нагрузкой.

Расчет эксергетической эффективности на основе генерируемых потерь оказался непрактичным, но расчет генерируемой энтропии на основе условий на входе и выходе возможен и легко осуществим. Показано, что эксергетический КПД можно определить с помощью испытательных стендов, описанных в ISO 5801:2018.

Затраты на измерение особенно возрастают, когда измеряется температура на выходе . Здесь необходимы датчики с низкой систематической неопределенностью, чтобы не ухудшать общую неопределенность. Определение температуры потока также играет важную роль для эксергетической эффективности, которую следует изучить более внимательно.

Тепловая энергия, содержащаяся в потоке, может быть использована в определенной степени. Если вентилятор используется для вентиляции зданий или туннелей, окружающая среда будет нагреваться за счет тепловой энергии. Поскольку вентиляторы также используются для процессов охлаждения, например, в системах кондиционирования воздуха, эксэргия, содержащаяся в потоке отработанного воздуха, не всегда может быть использована и даже может оказаться контрпродуктивной. Поэтому эксергетический КПД, применяемый к вентиляторам, всегда должен быть

Machine Translated by Google

учитывается в системе. Как поясняется во введении, такая эффективность системы сегодня становится все более актуальной . С другой стороны, для оценки компонента рекомендуется использовать изоэнтропийный КПД, поскольку он пользуется высокой приемлемостью среди пользователей благодаря простоте применения.

Исследование показало, что следует ожидать существенной разницы между изэнтропическим и эксергетическим КПД, особенно для машин с высоким нарастанием давления.
Таким образом, в будущем полезными областями применения станут вентиляторы высокого давления, воздуходувки и компрессоры, а также системы, в которых существует большая разница температур между машиной и окружающей средой, например, вентилятор высокого давления в Антарктиде. Следующим шагом в исследовании будет сравнение диабатических и адиабатических машин.

Вклад автора: концептуализация, JB, CS и PFP; проверка, JB; написание — подготовка оригинального черновика, JB, CS и PFP. 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.

Ссылки

1. де Алмейда, Арканзас; Феррейра, FJTE; Фонг, Дж.; Фонсека, П. EUP Lot11 Motors: Финал; Университет Коимбры: Коимбра, Португалия, 2008 г.
2. Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen eV Anwendungsbilanzen zur Energiebilanz Deutschland. 2023. Доступно онлайн: https: //ag-energiebilanzen.de/wp-content/uploads/2023/01/AGEB_21p2_V3_20221222.pdf (по состоянию на 5 сентября 2022 г.).
3. Бетц, А. Ветровая энергия и Ihre Ausbreitung Durch Windmühlen: Mit Zahlr. Вкладка; Аэродинам. Версия-Анст: Геттинген, Германия, 1926 г.
4. Пельц, П.Ф.; Мецлер, М.; Шмитц, К.; Мюллер, Т.М. Верхний предел приливной мощности с боковым обходом. Дж. Гидромеханика. 2020, 889, А32. [Перекрестная ссылка]
5. Карно, С. Размышления о мощности: Et sur les Machines Propres à Développer Cette Puissance; Башелье: Париж, Италия, 1824 год.
6. Фриче, А.Ф.; Ганеман, HW; Рэнт, З. Рундшау. Форш. Я инж. 1956, 22, 33–37. [Перекрестная ссылка]
7. Цацаронис, Г. Определения и номенклатура в эксэргическом анализе и эксэргоэкономике. Энергия 2007, 32, 249–253. [Перекрестная ссылка]
8. Счубба Э.; Уолл, Г. Краткая комментированная история эксергии с начала до 2004 года. Int. Дж. Термодин. 2007, 10, 1–26.
9. Массимо, М.; Федерико, Ф.; Андреа, Л. Материалы ASME Turbo Expo: Техническая конференция и выставка турбомашин, Том 8: Микротурбины, турбокомпрессоры и малые турбомашины; Паровые турбины: о выборе подходящих параметров для оценки производительности и эффективности промышленных вентиляторов; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2017.
10. Нахджири, М.; Пельц, П.Ф.; Матыщок, Б.; Хорн, А.; Дойблер, Л. Кажущаяся и реальная эффективность турбокомпрессоров под влиянием теплового потока. В материалах 14-го Международного симпозиума по транспортным явлениям и динамике вращающихся машин, Гонолулу, Гавайи, США, 27 февраля – 2 марта 2012 г., Верлаг Нихт Эрмиттельбар, Гонолулу, Гавайи, США; 2012.
11. Динчер И.; Розен, М. Эксергия: энергетика, окружающая среда и устойчивое развитие; Elsevier Science: Амстердам, Нидерланды; Бостон, Массачусетс, США; Гейдельберг, Германия; Лондон, Великобритания; Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США; Оксфорд, Великобритания; Париж, Италия, 2013 г.
12. Соргювен Э.; Инсир, С.; Хайгейт, Дж. Понимание механизмов генерации потерь в центробежном насосе с использованием моделирования больших вихрей. Межд. J. Heat Fluid Flow 2022, 96, 108994. [CrossRef]
13. Мазлум Ю.; Сайя, Х.; Немер, М. Эксергетический анализ и эксэргоэкономическая оптимизация адиабатического сжатия при постоянном давлении. система хранения энергии воздуха. Дж. Хранение энергии 2017, 14, 192–202. [Перекрестная ссылка]
14. Пельц, П.Ф.; Саул, С.; Брец, Дж. Масштабирование эффективности — влияние Рейнольдса и числа Маха на производительность вентилятора. Я. Турбомах. 2021, 144, 061001. [CrossRef]
15. Шобейри, М.Т. Физика потоков и динамические характеристики турбомашин, 2-е изд.; Шпрингер: Берлин, Германия, 2016.
16. Гиббс Дж. В. О равновесии гетерогенных веществ; Universitätsbibliothek Heidelberg: Гейдельберг, Германия, 1879 г.
17. Бэр, Х.Д.; Кабелац, С. Термодинамика: Grundlagen und Technische Anwendungen, 16-е изд.; Шпрингер: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2016.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Платформа обнаружения аномалий на основе данных для сложных Мониторинг деградации авиационного двигателя

Цзычен Ян [1], Цзяньчжун Сунь 1,*, Ян И [1], Цайцюн Ян [2] и Цзинбо Сан [3]

[1] Колледж гражданской авиации, Нанкинский университет аэронавтики и астронавтики, Нанкин 211106,
[2] Китай Сычуаньский завод газовых турбин АЕСС, Чэнду 610000, Китайская
[3] академия авиационных двигателей, Китайская авиационная корпорация Китая, Пекин 101300,
Китай * Адрес для переписки: sunjianzhong@nuaa.edu .cn; Тел.: +86-025-84895772

Аннотация: Анализ данных является важной частью управления состоянием авиационных двигателей. Для осуществления точного мониторинга состояния необходимо установить более эффективные инструменты анализа. Поэтому создается интегрированная библиотека алгоритмов, предназначенная для обнаружения аномалий двигателя, которая называется PyPEFD (Пакет Python для обнаружения неисправностей двигателя). Представлены и сравниваются различные алгоритмы базового моделирования, обнаружения аномалий и анализа тенденций. В этой статье данные моделирования используются для проверки работы алгоритмов обнаружения аномалий, успешного завершения обнаружения множественных неисправностей и сравнения точности алгоритма в различных условиях.

Ключевые слова: интеллектуальный анализ данных; авиационный двигатель; библиотека алгоритмов; обнаружение аномалий; базовое строительство

1. Введение

Профилактическое техническое обслуживание в основном решает проблему надежности двигателя, гарантируя, что авиационный двигатель сможет нормально работать в заданных условиях. Это важная предпосылка безопасности самолетов, поскольку отказы критически важных для безопасности систем, таких как авиационные двигатели, могут вызвать значительные экономические потрясения и даже крупные аварии с потенциальными человеческими жертвами. Поэтому прогнозирование отказа двигателя имеет большое значение для поддержания работоспособности критически важных для безопасности систем, что выдвигает более высокие требования к контролю рабочего сост
Тенденция в отрасли технического обслуживания аэрокосмической отрасли заключается в поиске новых технологий, таких как системы прогнозного обслуживания, основанные на мониторинге работоспособности, для более раннего обнаружения ухудшения состояния и упреждающего планирования мероприятий по техническому обслуживанию, чтобы уменьшить количество случаев внепланового технического обслуживания. Поэтому прогнозирование отказов двигателей имеет большое значение для поддержания функциональности критически важных для безопасности систем, что выдвигает более высокие требования к контролю рабочего состояния двигателей [4].

Передовые сенсорные технологии привели к развитию технологий мониторинга состояния. Для промышленных приложений передовой проблемой мультимодального анализа данных должно быть сочетание применимых методов интеллектуального анализа данных [5]. В настоящее время в литературе описаны методы мониторинга состояния газотурбинных двигателей, основанные на данных . Эти алгоритмы можно разделить на классификацию, кластеризацию, регрессию, уменьшение размерности и т. д. William R. et al. предложил систему обнаружения неисправностей, объединяющую модель гауссовой смеси и скрытую марковскую модель для определения состояния системы VSVA (регулируемый привод лопастей статора), используемой в авиационных двигателях [6]; Консуми и др. разработал метод байесовского вывода для анализа газового тракта турбореактивных двигателей [7]. Модель кластеризации Cluster AD-Flight, предложенная Ли Л, использует алгоритм DBSCAN (Пространственная кластеризация приложений с шумом на основе плотности) для многомерного анализа кластеризации, чтобы исключить аномальный полет из нескольких номинальных шаблонов на этапе
Также широко используются методы, основанные на регрессии. Эти методы используют модели регрессии для соответствия многомерным данным, а затем обнаруживают отклонения на основе прогнозов моделей регрессии и различий в наблюдениях за данными. Деваллеф П. и др. адаптированный Кальм

check for updates

Цитирование: Ян З.; Сан, Дж.; Йи, Ю.; Ян, С.; Сан, Дж. Система обнаружения аномалий на основе данных для комплексного мониторинга деградации авиационного двигателя. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 3. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010003 .

Поступила: 2 августа 2022 г.
Пересмотрено: 27 января 2023 г.
Принято: 30 января 2023 г.
Опубликовано: 1 февраля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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/).

Machine Translated by Google

модель фильтра для решения проблем мониторинга производительности и диагностики неисправностей на основе нескольких измерений газового тракта, включая расход топлива, скорость золотника и температуру лопаток и корпуса компрессора [9]; Со Д.Х. и др. предложила структуру нейронной сети , объединенную с машиной опорных векторов, для мониторинга рабочего состояния двигателя, и эта структура была применена к проектным и непроектным данным о производительности турбовального двигателя, которые были сгенерированы программой моделирования газовой турбины (GSP) [10].

Еще одна тема, связанная с обнаружением аномалий, — это метод на основе соседства. Он выбирает расстояние или использует метод измерения сходства для определения окрестности и рассчитывает расстояние или относительную плотность между точкой выборки и ее окрестностью как показатель аномалии. В этой области Пураник и др. применил как k-ближайшее соседство (KNN), так и локальный фактор выбросов (LOF) для проведения количественного анализа обнаружения выбросов в полетных данных [11]. Другой метод KNN, используемый для обнаружения аномалий данных, реализован Манукяном А. и др. с целью обнаружения мгновенных аномальных точек [12].

Однако процесс разработки алгоритма обнаружения аномалий в данных двигателя отражает несколько проблем. Во-первых, необходимо получить очень мало общедоступных наборов данных. Для разработки алгоритма требуются наборы данных, особенно данные о неисправностях для проверки, в то время как реальные данные двигателя трудно получить из-за проблем конфиденциальности, а количество содержащихся в них неисправностей очень редко Более того, данные о двигателе обычно содержат техническую тайну и их нелегко разглашать [13].
Во-вторых, хотя алгоритмов много, только часть из них подходит для обнаружения двигателей, то есть не имеет встроенной библиотеки алгоритмов обнаружения. Полный процесс мониторинга двигателя включает в себя построение базовой линии, обнаружение аномалий и прогнозирование тенденций, и это требует взаимодействия нескольких алгоритмов. Наконец, слишком много применений классических алгоритмов машинного обучения и отсутствие попыток применить новые алгоритмы в области искусственного интеллекта для мониторинга состояния двигателей [14].

Этот документ разделен на пять разделов. В разделе 2 представлены данные мониторинга состояния двигателя и перечислены их особенности. В разделе 3 перечислены методы машинного обучения в разработанном наборе алгоритмов для обнаружения аномалий двигателя. Раздел 4 включает подробное описание набора данных моделирования неисправностей газового тракта двигателя и сравнение результатов обнаружения с использованием различных алгоритмов разработанного инс Наконец, раздел 5 завершает работу.

2. Мониторинг состояния двигателей коммерческих самолетов 2.1. Анализ газового тракта двигателя

Производительность авиационных двигателей определяется тщательно настроенным взаимодействием между каждым компонентом газового тракта. Компрессор высокого давления (HPC) и турбина высокого давления (HPT) часто называют основным двигателем, который отвечает за выработку энергии, которую LPT использует для преобразования в механическую энергию для привода вентилятора. Типичные датчики в системе авиационного двигателя включают датчики температуры, датчики скорости и датчики давления, расположенные на разных станциях двигателя. Эти необработанные данные датчиков содержат механизмы управления и обратной связи; таким образом, простой анализ не может получить эффективную информацию о деградации.
Другие параметры условий, такие как число Маха, высота над уровнем моря и температура воздуха, включены для дальнейшего анализа. На рис . 1 показаны онлайн-параметры встроенного датчика типичного современного турбовентиляторного двигателя, охватывающие основные компоненты газового тракта двигателя и важные вспомогательные системы (вспомогательные системы, такие как контроль смазочного масла и топлива) и т. д. [15].

Анализ газового тракта (GPA) — это метод, который связывает изменения измеренных параметров работы двигателя, возникающие в результате износа двигателя, с состоянием его компонентов газового тракта [16]. Это важно для существующих методов диагностики газовых турбин, которые широко используются для технического обслуживания по состоянию. Чтобы реализовать эти методы на практике , повышение точности диагностики стало основной задачей разработки более эффективных методов GPA [17–19].

Machine Translated by Google

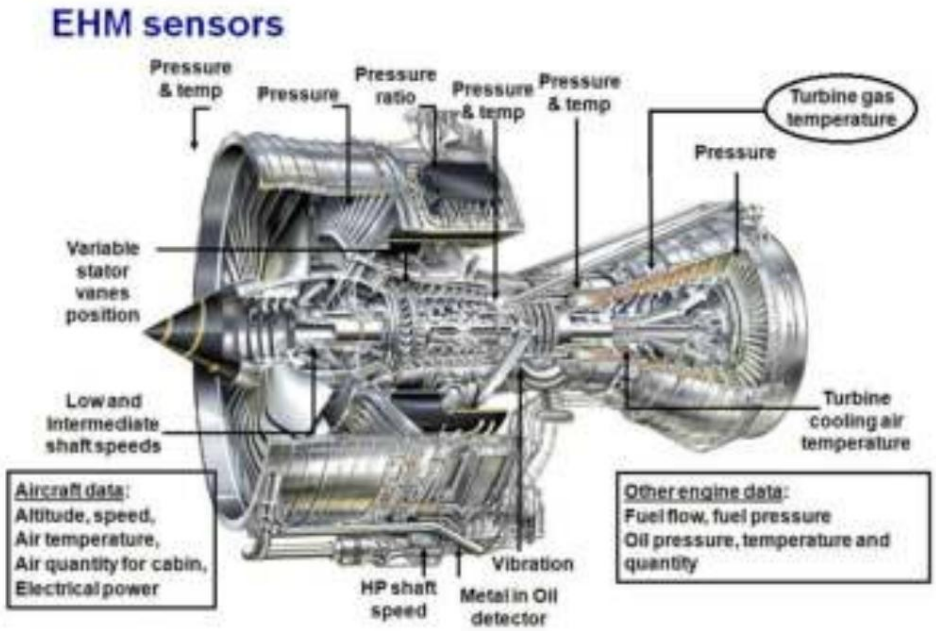


Рисунок 1. Типичные параметры встроенного датчика двигателя.

Существующие подходы можно сгруппировать в две категории: методы, основанные на физике, и методы, основанные на данных. Физические методы направлены на описание физики механизмов отказов путем математического моделирования исследуемых компонентов и систем . Такие методы применимы там, где имеется достаточно информации о внутренних параметрах системы и на этой основе можно параметризовать механизмы отказа.
Хоуман Ханачи и др. разработал надежный, основанный на физике индикатор производительности авиационного двигателя [20]. В их работе была разработана комплексная термодинамическая модель газового тракта одновального двигателя, основанная на физике, для точного прогнозирования цикла. параметры, основанные на ограниченных фактических эксплуатационных данных. Процессы физической деградации хорошо изучены только для критических или относительно простых компонентов, а подходы, основанные на физике, обычно сдерживаются их ограниченной способностью правильно настраивать параметры моделей высокой сложности или неполноты модели, что ограничивает их применение в практических приложениях [21]. . Альтернативным подходом к мониторингу здоровья является использование моделей, основанных на данных [22]. Эти подходы используют большие объемы данных, предпочтительно из различных источников, и применяют методы анализа данных, такие как машинное обучение и искусственные нейронные сети, для обнаружения закономерностей и связей в наборах данных. Это означает, что в принципе не требуется никаких знаний о характеристиках системы или поведении при отказах, что делает подход популярным и широко доступным [23].

2.2. Данные мониторинга состояния двигателя

Полет разделен на разные фазы полета, каждая фаза по-разному влияет на двигатель, что увеличивает сложность контроля данных. В настоящее время регистраторы быстрого доступа (QAR) широко используются авиакомпаниями, обеспечивая полную информацию о полете, непрерывно собираемую на частотах 1 Гц и более, и позволяя исследовать новые методы мониторинга состояния двигателей. Все остальные функции, такие как тесты на превышение, составление отчетов, основаны на этапе полета и контролируются им. Диаграмму фаз полета см. на рисунке 2. Фаза полета определяется на основе машины перехода состояний. Это означает, что после входа в данную фазу полета она может перейти к другой фазе полета только при определенных условиях. Таким образом, фазу полета можно использовать в качестве показателя производительности, описывающего работу двигателя в данный момент. Этапы полета, которые в основном обсуждаются на рисунке 2 , показаны в таблице 1.

Machine Translated by Google

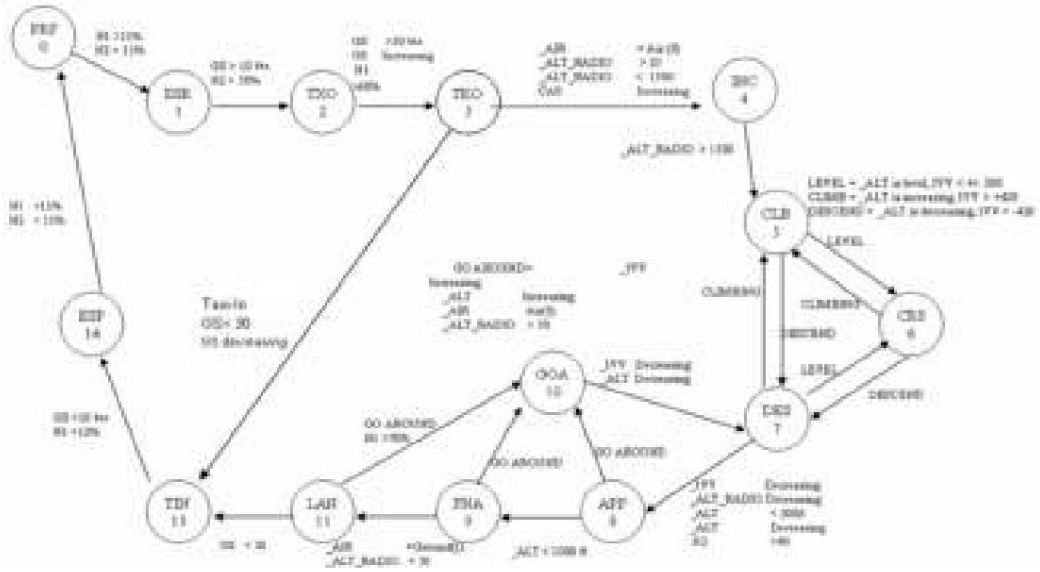


Рисунок 2. Фазовая диаграмма полета.

Таблица 1. Этап полета.

Число	Код	Фаза полета
0	ПРФ	Предполетная подготовка
1	СОЭ	Запуск двигателя
2	ТХО	Такси
3	Технический нокаут	Снимать
4	ИНК	Начальное восхождение
5	КЛБ	Взбираться
6	CRS	Круиз
7	ДЕС	Спуск
8	ПРИЛОЖЕНИЕ	Подход
9	ФНА	Окончательный подход
10	ГОА	Обойти
11	локальная сеть	Посадка
12	ЯРЛЫК	Прикоснись и иди
13	ИНН	Такси
14	ESP	Остановка двигателя

Для сбора данных о крейсерском режиме точки данных должны быть записаны в стабильных условиях эксплуатации , которые стабилизируются при настройке крейсерского режима в течение как минимум 5 минут перед записью данных. В течение записи, изменение скорости вентилятора (N1) должно быть сведено к минимуму и стабильный самолет/двигатель условия необходимо поддерживать. Для получения данных о взлете данные мониторинга должны быть записано в условиях или близких к ним условиях, когда для двигателя обычно возникает пик EGT, что во время взлета с полной или пониженной тягой при любой температуре окружающей среды. Эти данные точки могут эффективно сократить объем данных, необходимых для анализа, но обеспечивают очень мало информации, отражающей изменения в рабочем состоянии двигателя на протяжении всего периода весь полетный сегмент.

Фактический анализ редко анализирует все полетные данные, но извлекает определенные эксплуатационные данные. точки во время взлета и крейсерского полета для мониторинга состояния. Однако форма Данные мониторинга состояния могут привести к трудностям в различении неисправностей и случайный разброс. В зависимости от неисправного компонента и серьезности неисправности, это может для обнаружения необходимо использовать несколько точек данных [24], что может привести к ложным и пропущенным сигналам тревоги. Поэтому необходимо осуществлять непрерывный мониторинг всего участка полета, чтобы повысить скорость обнаружения неисправностей.

Machine Translated by Google

3. Разработка набора инструментов для интеллектуального анализа данных

двигателя. Существующие подходы для интеллектуального анализа данных двигателя можно сгруппировать в три категории: базовые. построение линий, обнаружение аномалий и прогнозирование тенденций.

Базовая модель широко используется при мониторинге состояния двигателя. Базовая модель, т. е. индикатор работоспособности, предлагается для характеристики ненаблюдаемого деградационного состояния двигателя. Для расчета индикатора здоровья можно использовать методы непараметрического моделирования, такие как метод оценки многомерного состояния (MSET) и случайный лес (RF). На основе разработанной базовой модели значение разницы между реальным значением и базовым значением отслеживается в режиме реального времени, чтобы контролировать состояние компонентов газового тракта и выдавать предупреждение в случае возникновения какой-либо неисправности.

Обнаружение аномалий двигателя обычно подразумевает обнаружение и локализацию неисправности путем анализа механического состояния основных механических повреждений двигателя, вибрации двигателя, систем смазки, трансмиссии и управления подачей топлива, а также всестороннего анализа параметров рабочего состояния [25]. Метод обнаружения требует способности точно изолировать неисправность, но также требует количественной оценки серьезности неисправности, чтобы обеспечить исходные данные для прогнозирования оставшегося срока службы и принятия решений по техническому обслуживанию.
В этот модуль интегрировано несколько различных алгоритмов обнаружения аномалий, охватывающих такие функции, как обнаружение выбросов, обнаружение аномалий тренда и кластеризация.

Прогнозирование тренда параметров включает прогноз производительности газового тракта и оставшегося срока службы ключевых компонентов. При прогнозировании тенденций отслеживается постепенное ухудшение производительности для получения состояния деградации каждого модуля до возникновения неисправности, затем информация включается при изоляции и оценке неисправности для улучшения результатов оценки работоспособности.

В этой статье собраны алгоритмы, применяемые для обнаружения аномалий двигателя, и интегрированы их в библиотеку алгоритмов, включая контролируемые и неконтролируемые алгоритмы. В таблице 2 представлены различные типы алгоритмов, включенных в библиотеку алгоритмов. Из-за сложных форм отказа двигателя необходимо гарантировать разнообразие алгоритмов, чтобы повысить эффективность обнаружения.

Таблица 2. Детали алгоритма.

Тип	Алгоритм
Модуль «Базовое строительство»	RF (случайный лес)
	MSET (метод оценки множественных состояний)
	LSTM (долгая кратковременная память)
Модуль обнаружения аномалий	MD (Расстояние Махаланобис)
	Ифорест (Изолированный лес)
	XGBOD (выброс экстремального повышения градиента) Обнаружение)
	MCD (определитель минимальной ковариации)
	WFCS (функционально-взвешенная нечеткая компактность и Разделение)
	GMM (модель гауссовой смеси)
	DTW (динамическое искажение времени)
	VAE (вариационный автоэнкодер)
Модуль прогнозирования трендов параметров	ARMA (модель авторегрессии – скользящего среднего)
	Государственная космическая модель

В этой статье в основном используются следующие четыре метода обнаружения аномалий.

1. Изоляционный лес, ЕСЛИ

Machine Translated by Google

Изолирующий лес — это алгоритм неконтролируемого обучения для обнаружения аномалий, который работает по принципу изоляции аномалий [25]. Вместо того, чтобы пытаться построить модель обычных экземпляров, он явно изолирует аномальные точки в наборе данных. Основным преимуществом этого подхода является возможность использования методов выборки в степени, недоступной для методов на основе профилей, создавая очень быстрый алгоритм с низким потреблением памяти. другие алгоритмы для эффективной системы обнаружения неисправностей.

2. Обнаружение выбросов с экстремальным усилением градиента, XGBOD

XGBOD продемонстрирован для улучшенного обнаружения выбросов от обычных наблюдений.
вариации в различных наборах практических данных. Он сочетает в себе сильные стороны как контролируемых, так и неконтролируемых методов машинного обучения, создавая гибридный подход, который использует каждую из их индивидуальных характеристик производительности при обнаружении выбросов двигателя. По сравнению с другими методами ансамбля выбросов с полуконтролем, XGBOD обеспечивает лучшие возможности прогнозирования, устраняет зависимость построения сбалансированных подвыборок и усреднения результатов, а также повышает эффективность за счет более стабильного выполнения [26].

3. Определитель минимальной ковариации, MCD.

Метод минимального детерминанта ковариации (MCD) Руссеу (1984) представляет собой высоконадежный метод оценки многомерного местоположения и разброса [27], в котором в качестве оценок выбросов используются расстояния Махаланобиса . Его цель — найти h наблюдений (из n), ковариационная матрица которых имеет наименьший определитель.

4. Одноклассная машина опорных векторов, OCSVM.

Машина опорных векторов (SVM) — это метод обобщенного линейного классификатора для двоичной классификации данных, который относится к обучению с учителем. SVM определяется как линейный классификатор с максимальным интервалом в пространстве признаков, и его стратегия обучения заключается в максимизации интервала, который в конечном итоге преобразуется в решение квадратичной задачи программирования . Разница между машиной опорных векторов одного класса (OCSVM) и машиной опорных векторов заключается в том, что существует только одна категория обучающих данных. Когда тестовые данные вводятся в модель, модель определяет, похожи ли они на обучающие данные. Для обнаружения аномалий обучающими данными являются образцы работоспособности, и то, являются ли тестовые данные аномальными, определяется путем оценки того, аналогичны ли тестовые данные данным о работос

4. Практический пример: моделирование неисправности газового тракта

Тестовый пример проводится на двухкатушечном частично смешанном турбовентиляторном двигателе с высокой степенью двухконтурности, который является типичным для современных турбовентиляторных двигателей гражданской авиации. Модель производительности двигателя состоит из 10 параметров работоспособности, характеризующих состояние пяти компонентов, и 7 измерений производительности, представляющих набор измерений современного гражданского турбовентиляторного двигателя. На рисунке 3 показан процесс всего исследования. Конкретные параметры показаны на рисунке 4 и в таблице 3.

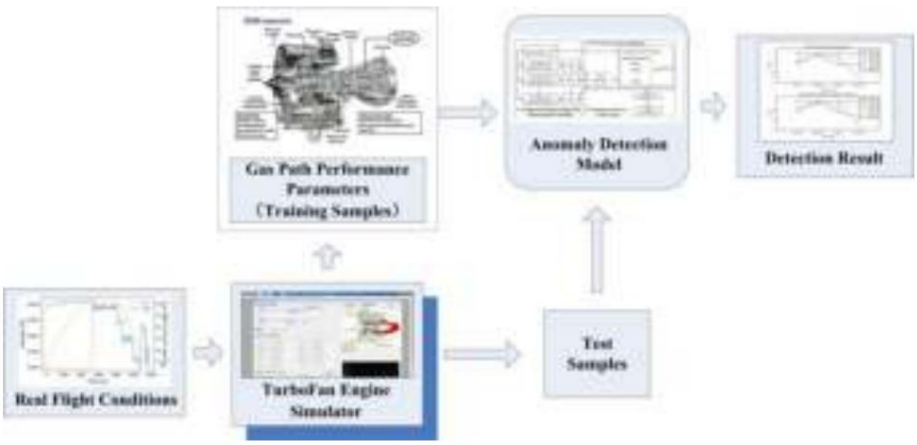


Рисунок 3. Процесс тематического исследования.

Machine Translated by Google

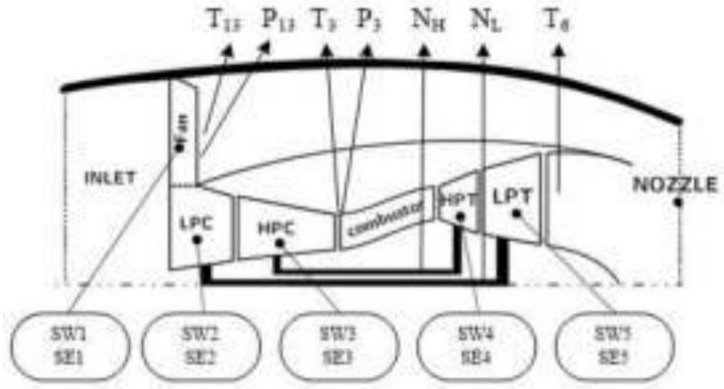


Рисунок 4. Обзор параметров моделирования производительности двигателя.

Таблица 3. Детализация параметров.

Параметр здоровья	Измерение производительности газового тракта
Поправочный коэффициент расхода вентилятора SW1 (%)	Давление на выходе вентилятора P13 (бар)
Поправочный коэффициент эффективности вентилятора SE1 (%)	Температура на выходе вентилятора T13 (C)
Поправочный коэффициент расхода LPC SW2 (%)	Температура на выходе HPC T3 (C)
Поправочный коэффициент эффективности LPC SE2 (%)	Давление на выходе HPC P3 (бар)
Поправочный коэффициент расхода HPC SW3 (%)	Скорость ротора низкого давления NL (об/мин)
Поправочный коэффициент эффективности HPC SE3 (%)	Скорость ротора высокого давления NH (об/мин)
Поправочный коэффициент расхода HPT SW4 (%)	Температура выхлопных газов T6 (C)
Поправочный коэффициент эффективности HPT SE4 (%)	Давление на входе HPC P2 (бар)
Поправочный коэффициент расхода LPT SW5 (%)	Температура на входе HPC T2 (C)
Поправочный коэффициент эффективности LPT SE5 (%)	

4.1. Процесс моделирования

Все данные моделирования получены с помощью TurboFan Engine Simulator. Вводя конкретные рабочие условия, программа моделирования может рассчитать параметры производительности. под условием.

Сначала моделируется парк двигателей. Компоненты системы будут подвергаться деградации из-за износа в результате эксплуатации. Чаще всего это медленное явление, которое определяется относительно прошлых характеристик на том же двигателе. Очень сложно обнаружить падение эффективности в абсолютной величине, т.к. каждая единица парка имеет несколько разные начальные износ подкомпонентов двигателя из-за производственных и сборочных допусков, которые приводит к различиям в параметрах работоспособности каждого компонента двигателя в парке, таких как эффективность и поток.

Сначала моделируется парк двигателей. Компонент системы

По вышеуказанным причинам каждый двигатель в пусковом парке можно отличить по разница в исходных параметрах здоровья. Если предположить, что отклонение между Параметры исправности конкретного агрегата двигателя и базовое значение соответствуют треугольной распределение, максимальные и минимальные значения отклонения параметров каждого компоненты показаны в таблице 4.

На основе треугольного распределения параметров в данной статье принят метод Монте Идея Карло случайным образом выбирать значения и генерировать 100 наборов параметров здоровья тела. значения отклонения и использует их для различения каждого конкретного двигателя. На рисунке 5 показано треугольное распределение отклонения эффективности вентилятора.

После получения данных о парке следующим шагом будет моделирование различных условий взлета. для каждого отдельного двигателя. Каждый набор различных моделей условий взлета представляет собой конкретный рейс. Метод моделирования такой же, как и данные автопарка. Предполагая, что параметры условия взлета также соответствуют треугольному распределению, Значения максимальных и минимальных отклонений приведены в таблице 5.

Machine Translated by Google

Таблица 4. Отклонение показателей здоровья.

Параметр здоровья	Минимальное отклонение	Максимальное отклонение
Поправочный коэффициент расхода вентилятора SW1 (%)	1	1
Поправочный коэффициент эффективности вентилятора SE1 (%)	0,3	0,1
Поправочный коэффициент расхода LPC SW2 (%)	1	1
Поправочный коэффициент эффективности LPC SE2 (%)	1	0,5
Поправочный коэффициент расхода HPC SW3 (%)	1	1
Поправочный коэффициент эффективности HPC SE3 (%)	0,6	0,6
Поправочный коэффициент расхода HPT SW4 (%)	1,5	1,5
Поправочный коэффициент эффективности HPT SE4 (%)	0,35	0,15
Поправочный коэффициент расхода LPT SW5 (%)	0,5	0,5
Поправочный коэффициент эффективности LPT SE5 (%)	0,5	0,5

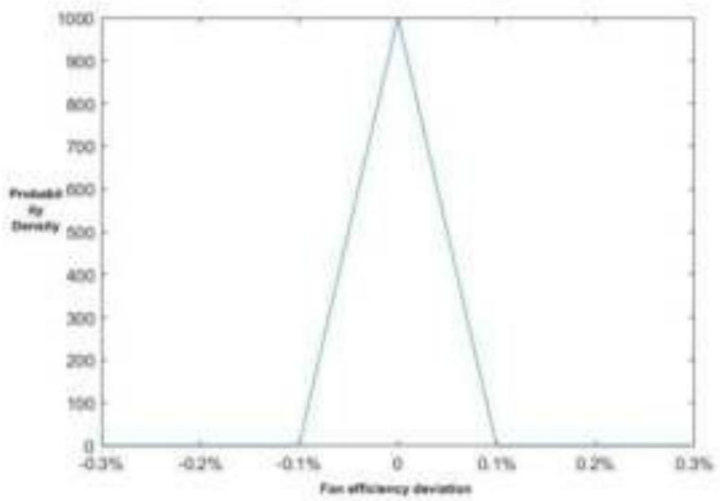


Рисунок 5. Плотность вероятности отклонения эффективности вентилятора.

Таблица 5. Отклонение параметров состояния.

Параметры состояния	Минимум Отклонение	Максимум Отклонение
Высота (м)	500	500
число Маха	0,24	0,26
Стандартный атмосферный разница температур (C)	20	20
Расход топлива (кг/с)	0,83	0,97

Каждый двигатель случайным образом генерирует 1000 наборов значений параметров условий для моделирования полетов . После завершения симуляционного расчета данные о производительности 100 двигателей и моделируется 1000 полетов для каждого двигателя. Параметры газового тракта, рассчитанные с помощью модели производительности, не содержат шума, но на практике датчик
неизбежно приведет к появлению шума при измерении. Следовательно, определенное количество гауссова
К параметрам газового тракта добавляется шум для имитации фактического шума измерений.

4.2. Предварительная обработка данных и внесение ошибок

Базовая модель двигателя может отражать основные функциональные взаимосвязи двигателя.
рабочие параметры в исправном состоянии. Когда двигатель находится в исправном состоянии,
значение отклонения параметра производительности, полученное путем вычитания базового значения из
фактическое значение измерения теоретически должно колебаться около 0.
определение параметра производительности двигателя может быть реализовано путем анализа отклонения
последовательность значений.

Machine Translated by Google

Необходимо рассчитать дельту измерения производительности (Y) для каждого параметра.
для облегчения обнаружения алгоритма. Формула выглядит следующим образом:

$$Y = Y \quad Y0 \tag{1}$$

где Y представляет собой значение параметра, а Y0 — номинальное значение при типичном
состояние взлета, когда двигатель находится в чистом и новом состоянии. (То есть, используя
Алгоритм случайного леса для регрессии параметров).

Отклонение показателя здоровья рассчитывается следующим образом:

$$f = (f \quad f0) \cdot 100\% \tag{2}$$

где f 0 = 1 означает, что двигатель находится в чистом и новом состоянии. Взаимосвязь между
отклонения параметров здоровья и дельты измерений выражаются через
модель переменной регрессии, полученная путем линеаризации характеристик двигателя.
модель в типичной рабочей точке взлета.

В этой статье рассчитываются два типа базовых значений Y0 . Один из них — случайный выбор
400 наборов данных из всех данных о состоянии здоровья автопарка для расчета базового значения.
другое основано на первых 400 данных о состоянии каждого двигателя, всего 20 персонализированных двигателей.
базовые значения устанавливались отдельно.

Неисправности компонентов моделируются путем отклонения соответствующих параметров работоспособности.
от их номинальных значений, т.е. отклонений расхода и КПД каждого модуля. К
продемонстрировать предлагаемый механизм объединения информации, типичный набор сценариев сбоя
был проверен, который охватывает различные возможные неисправности во всех отдельных компонентах
(приведено в таблице 6).

Таблица 6. Виды отказов.

Режимы отказа	Изменения параметров здоровья
Режим отказа A	Расход вентилятора падает на 1%, эффективность падает на 1,5%.
Режим отказа B	Расход HPC падает на 1%, эффективность падает на 0,7%
Режим отказа C	Расход ТВД падает на 1%, эффективность падает на 1%
Режим отказа D	Расход LPT падает на 1%, эффективность падает на 0,5%.
Режим отказа E	Эффективность HPC снизилась на 1,5%
Режим отказа F	Эффективность ТВД снизилась на 1,5%

Для каждого случая неисправности выполняется серия из n = 400 наборов измерений из режима взлета.
точка была зафиксирована для следующего, включая 20 образцов парка и 20 одномоторных
образцы. Их случайным образом выбирали из данных флота, не помещая их обратно. Первый
360 наборов представляют собой данные о состоянии здоровья, а последние 40 наборов представляют собой ненормальные состояния (вводят в соответствии с
к режиму отказа, указанному в Таблице 4).

4.3. Анализ и сравнение результатов

При обнаружении используются четыре бинарных классификатора: IForest, XGBOD, MCD, OCSVM (один класс
машина опорных векторов) выбраны в качестве алгоритмов обнаружения. Алгоритмы выведут
два показателя для измерения точности классификации: AUC и Precision. AUC — это площадь
под кривой ROC его значение эквивалентно вероятности того, что случайно выбранный
положительный пример оценивается выше, чем случайно выбранный отрицательный пример. Что касается
точность, это вероятность того, сколько реальных положительных примеров содержится в выборке.
прогнозируется положительным.

В этой статье сравниваются результаты испытаний по следующим трем аспектам:

1. Сравнение эффектов обнаружения аномалий между базовой моделью автопарка и отдельной моделью.
персонализированная базовая модель:

Значения отклонений, полученные из двух базовых моделей, вводятся в алгоритм изолирующего леса,
MCD, XGBOD, OCSVM. Значение AUC и уровень точности

Machine Translated by Google

Аномальное обнаружение шести аномальных режимов рассчитывается по модели алгоритма. Поскольку каждый алгоритм тестировался много раз, результатом расчета является среднее значение нескольких тестов. После обнаружения сравнение AUC и точности показано на рисунке ниже.

Из рисунков 6 и 7 видно, что только три неисправности (т.е. неисправности C, D и E) имеют относительно высокую точность обнаружения. Остальные случаи неисправности диагностируются неправильно. Среди четырех алгоритмов обнаружения аномалий XGBOD является алгоритмом ансамблевого обучения, поэтому общий эффект является лучшим. Общий эффект обнаружения аномалий MCD и IForest не сильно отличается. В аномальных режимах A и F IForest работает лучше, чем MCD. В нештатном режиме B MCD лучше, чем IForest. OCSVM в целом имеет худший эффект обнаружения а

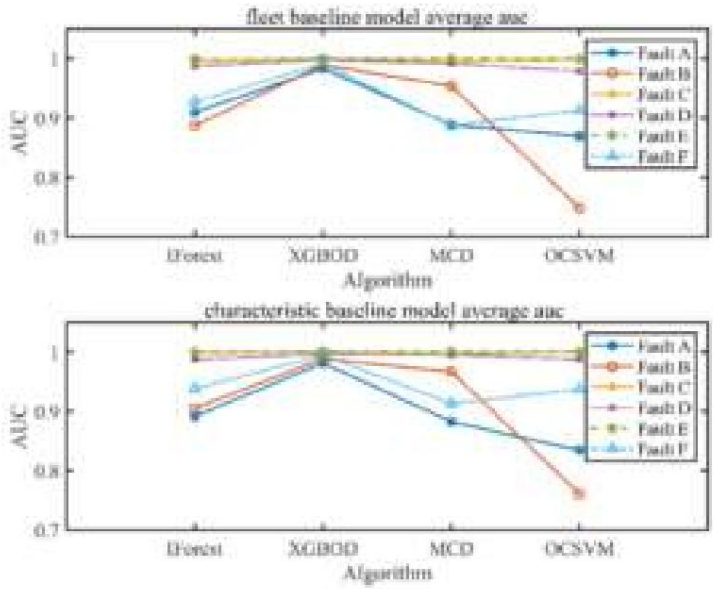


Рисунок 6. Сравнение значений AUC.

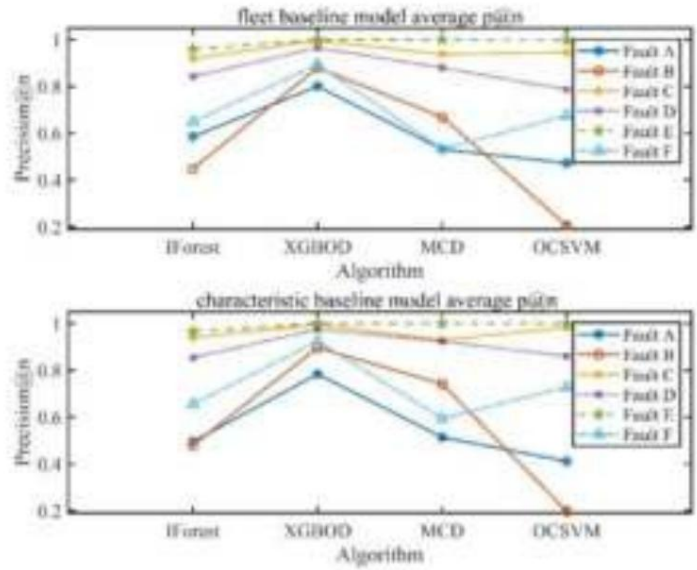


Рисунок 7. Сравнение точности.

2. Влияние параметров работы двигателя на эффект обнаружения аномалий:

Как указано выше, все значения отклонения девяти параметров производительности обнаруживаются как аномальные. В реальной ситуации данные, собираемые датчиком, не включают давление на входе HPC и температуру на входе. Поэтому в этом разделе будут сравниваться эффекты обнаружения аномалий девяти и семи параметров. Таблицы 7 и 8 показывают результаты.

Machine Translated by Google

Таблица 7. Результаты обнаружения (AUC).

Отказ Режимы	IForest		XGBOD		МЦД		ОКСВМ	
	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ
А	0,89	0,81	0,98	0,92	0,88	0,89	0,83	0,83
Б	0,90	0,85	0,99	0,98	0,96	0,92	0,76	0,75
С	0,99	0,99	1.0	1.0	0,99	0,99	0,99	0,99
Д	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98
Э	0,99	0,99	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Ф	0,94	0,95	0,99	0,99	0,91	0,91	0,93	0,94

Таблица 8. Результаты обнаружения (точность).

Отказ Режимы	IForest		XGBOD		МЦД		ОКСВМ	
	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ	Девять ПАРАМ	Семь ПАРАМ
А	0,49	0,36	0,78	0,71	0,51	0,53	0,41	0,41
Б	0,48	0,43	0,90	0,79	0,74	0,57	0,20	0,19
С	0,94	0,90	0,99	0,99	0,93	0,96	0,98	0,98
Д	0,85	0,83	0,98	0,97	0,92	0,94	0,86	0,86
Э	0,97	0,98	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1.0
Ф	0,66	0,72	0,92	0,91	0,59	0,62	0,73	0,73

Не точно определены виды отказа: режимы отказа A и B. Для отказа режим Б, неисправность ЦВД с одновременным снижением КПД и пропускной способности, что может повлиять на компонент LPC, что приведет к очевидному снижению эффективности LPC. Из-за ограниченный набор бортовых измерений производительности, измерения между LPC и HPC недостаточны для характеристики всей информации о неисправностях, для которой они имеют одинаковую картина наблюдения за измерениями из-за сбоя.

3. Влияние различных уровней шума на эффект обнаружения:

Помимо ограничения измерений встроенного датчика, шум измерения может также вносят неопределенность в оценку параметров здоровья. Особенно, когда вина величина относительно меньше, признак неисправности может быть замаскирован при измерении шумы, вызывающие неправильные выводы диагностики. Для обработки используются два типа шума. данные здесь. Уровень шума показан в Таблице 9.

Таблица 9. Настройка шума.

Параметр производительности газового тракта	Шум А	Шум Б
Давление на выходе вентилятора P13 (бар)	0,25%	0,5%
Температура на выходе вентилятора T13 (C)	0,4%	0,8%
Давление на входе HPC P2 (бар)	0,25%	0,5%
Температура на входе HPC T2 (C)	0,4%	0,8%
Температура на выходе HPC T3 (C)	0,25%	0,5%
Давление на выходе HPC P3 (бар)	0,4%	0,8%
Температура выхлопных газов T6 (C)	0,4%	0,8%
Скорость ротора низкого давления NL (об/мин)	0,05%	0,1%
Скорость ротора высокого давления NH (об/мин)	0,05%	0,1%

Анализ приведенных выше результатов испытаний приведен здесь. Во-первых, при обнаружении другая базовая модель, режимы отказа B, C, D, E и F показывают лучший эффект при одиночном Базовая модель двигателя. Однако при обнаружении режима отказа A эффект обнаружения Базовая модель парка является более точной, а это означает, что режим отказа A меньше зависит от разницы в производительности двигателя. Вентилятор – это наиболее подверженный воздействию воздуха

Machine Translated by Google

составляющая траектории двигателя. По сравнению с изменениями во внутреннем потоке и эффективности компонентов, изменения во внешней среде с большей вероятностью повлияют на эффективность вентилятор.

Во-вторых, большинство алгоритмов получают лучшие результаты обнаружения, когда производительность входных данных параметров девять. Однако алгоритм MCD работает еще лучше, когда входные данные параметров семь, что может быть связано с внутренним расчетом Махаланобиса. расстояние. Когда размерность точки данных увеличивается, вычисленный Махаланобис расстояние также увеличится. Если информация о неисправности может быть отражена только несколькими параметрами, добавление большего размера параметра может скрыть информацию о неисправности, которую необходимо выражается значением расстояния, и это может привести к неправильной оценке алгоритма.

В-третьих, результаты обнаружения случая шума приведены в таблице 10. Показатель «Точность» равен более явно подвержен влиянию шума, поэтому он выбран в качестве цели наблюдения.

Таблица 10. Результат обнаружения различных шумов.

Отказ Режимы	IForest		XGBOD		МЦД		OKCBM	
	Шум А	Шум Б	Шум А	Шум Б	Шум А	Шум Б	Шум А	Шум Б
А	0,49	0,42	0,78	0,72	0,51	0,56	0,41	0,31
Б	0,48	0,48	0,89	0,73	0,74	0,59	0,20	0,37
С	0,94	0,73	0,99	0,99	0,93	0,71	0,98	0,92
Д	0,85	0,75	0,98	0,97	0,92	0,83	0,86	0,85
Э	0,97	0,94	1,0	1,0	1,0	0,99	1,0	1.00
Ф	0,65	0,49	0,92	0,80	0,59	0,33	0,73	0,66

Можно заметить, что способность обнаружения всех алгоритмов снижается после устранения шума. удвоилось. Среди них точность обнаружения режимов отказа C, D и F значительно выше. уменьшены, что приводит к отказу турбины. Это показывает отклонения расхода и эффективности Компоненты турбины оказывают меньшее воздействие на двигатель, что можно легко замаскировать шумом.

Судя по приведенным выше результатам, алгоритм XGBOD имеет самую высокую точность обнаружения. Это хорошо использует свои преимущества в качестве интегрированного алгоритма и хорошо работает в случае уменьшенных параметров или повышенного шума. Напротив, точность обнаружения IForest и Алгоритмы OCSVM находятся не на хорошем уровне. Из-за отсутствия обучающих данных IForest потерпел неудачу. использовать свое преимущество при обнаружении больших объемов данных. Что касается OCSVM, то он в основном хорош в единая классификация [28], и он не очень хорошо справляется с двумя задачами классификации.

Что касается режимов отказа, режим отказа E имеет самую высокую точность обнаружения. Этот показывает, что снижение эффективности компрессора высокого давления серьезно повлияет на работоспособность всего двигателя. С другой стороны, скорость обнаружения каждого алгоритма для режима отказа A относительно невелика. Причина может заключаться в том, что выбранные параметры не могут хорошо отражают характеристики отказа, или сам отказ оказывает небольшое влияние на производительность двигателя.

5. Выводы

В этой статье представлен подробный обзор библиотеки экспериментальных алгоритмов интеллектуального анализа данных. для мониторинга состояния двигателя, который включает в себя различные типы алгоритмов (базовый уровень построение, обнаружение аномалий, прогнозирование тенденций). Библиотека алгоритмов проверена на данных моделирования двигателя, что показывает большую эффективность при обнаружении различных типов неудачи.

Ниже перечислены нововведения библиотеки алгоритмов:

1. Эта библиотека алгоритмов специально создана для мониторинга состояния двигателя;
2. Набор данных моделирования, используемый в этой статье, может быть обнародован для проверки путем другие разработчики алгоритмов обнаружения аномалий;
3. Сравните различия в производительности алгоритмов обнаружения аномалий в каждом состоянии, чтобы получить ссылку на реальные инженерные приложения.

Machine Translated by Google

В тематической части статьи проводится моделирование данных о состоянии парка двигателей и аномальных условиях. Базовые модели парка и одного двигателя устанавливаются соответственно, а последовательности значений отклонений, полученные из различных базовых моделей, сравниваются для обнаружения аномалий. В этом документе протестированы четыре алгоритма обнаружения аномалий: изолированный лес, XGBOD, MCD, OCSVM. Выводы следующие:

1. Различные аномальные режимы по-разному влияют на параметры работы двигателя, что приводит к разным результатам обнаружения. Общие результаты обнаружения аномалий HPC и HPT являются лучшими;
2. При сравнении четырех алгоритмов обнаружение аномалий XGBOD, основанное на интегрированной идее, является наиболее точным и может обнаружить большинство выбросов; 3. С точки зрения последовательности значений отклонения, полученной с помощью различных базовых моделей, индивидуализированная модель немного лучше, чем модель автопарка, основанная на данных автопарка при обнаружении аномалий;
4. Уменьшение параметров контроля состояния и повышенный шум снизят точность обнаружения.

Успешное применение этих алгоритмов доказывает надежность и эффективность библиотеки алгоритмов. Для дальнейшего улучшения производительности библиотеки алгоритмов необходимо изучить различные условия работы. Таким образом, потенциальным будущим направлением исследований является проверка фактических данных об отказах, а также установка новых алгоритмов.

Вклад автора: Концептуализация, JS (Цзяньчжун Сунь); методология, ГГ; валидация, З.Ы.; расследование, YY, CY и JS (Цзинбо Су); ресурсы, CY и JS (Jingbo Sun); курирование данных, ГГ; письменное – подготовка первоначального черновика, З.Ы.; написание-обзор и редактирование, З.Ы.; визуализация, ЗЫ и ГГ; приобретение финансирования, JS. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Работа выполнена при поддержке Национального фонда естественных наук Китая (№ 91860139).

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. Данные не являются общедоступными, поскольку они обновляются.

Благодарности: Данная работа выполнена при поддержке проекта стабильной поддержки Сычуаньского завода по производству газовых турбин AECC.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Заккария, В.; Стенфельт, М. Система мониторинга и диагностики автопарка на основе цифрового двойника авиационных двигателей. В материалах технической конференции и выставки турбомашин ASME Turbo Expo 2018, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.
2. Хо, Л.М. Применение адаптивных порогов в надежном обнаружении неисправностей электромеханического одноколесного рулевого привода. Учебник МФБ. Том. 2012, 45, 259–264. [Перекрестная ссылка]
3. Паласиос, А.; Мартниез, А.; Санчес, Л.; Кусо, И. Последовательный анализ шаблонов применяется для мониторинга состояния авиационных двигателей с неопределенными данными о состоянии. англ. Прил. Артиф. Интел. 2015, 44, 10–24. [Перекрестная ссылка]
4. Ин, Ю.; Цао, Ю.; Ли, С.; Ли, Ю. Подход к оценке состояния газовой турбины на основе нелинейной стационарной модели с улучшенными Алгоритм оптимизации роя частиц. Математика. Пробл. англ. 2015, 2015, 940757. [CrossRef]
5. Фролик, Дж.; Абдельрахман, М.; Кандасами, П.А. Доверительный подход к самопроверке, объединению и реконструкции квазиизбыточных данных датчиков. IEEE Транс. Инструмент. Измер. 2001, 50, 1761–1769. [Перекрестная ссылка]
6. Уильям, Р.Дж.; Хью, Ле; Ли, П.; Кадиркаманатан, В.; Миллс, Арканзас Мониторинг состояния газотурбинных двигателей с использованием гауссовой смеси и скрытые марковские модели. Межд. Ж. Прогн. Менеджер по здоровью. 2018, 9, 1–15.
7. Консуми, М.; д'Агостино, Л. Мониторинг и диагностика неисправностей турбореактивного двигателя с помощью байесовского вывода. В материалах 13-го Международного симпозиума по воздушно-реактивным двигателям, ISABE 97-7146, Чаттануга, Теннесси, США, 7–12 сентября 1997 г.; стр. 1082–1096.
8. Ли, Л.; Дас, С.; Хансман, Дж.; Паласиос, Р.; Шривастава А.Н. Анализ полетных данных с использованием методов кластеризации для обнаружения аномальных операций. Дж. Аэросп. Инф. Сист. 2015, 12, 1–12. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

9. Деваллеф, П.; Леонард О. Онлайн-мониторинг производительности и диагностика двигателя с использованием надежных методов фильтрации Калмана. В материалах ASME Turbo Expo 2003, Атланта, Джорджия, США, 16–19 июня 2003 г.; стр. 395–403.
10. Со, Д.Х.; Ро, ТС; Чой, Д.В. Диагностика дефектов газотурбинного двигателя с использованием гибридной СВМ-ИНС с модульной системой в непроектное состояние. Дж. Мех. наук. Технол. 2009, 23, 677–685. [Перекрестная ссылка]
11. Брюниг, М.М.; Кригель, НР; Нг, РТ; Сандер, Дж. Лоф: Выявление локальных выбросов на основе плотности. ACM SIGMOD Рек. 2000, 29, 93–104. [Перекрестная ссылка]
12. Манукян А.; Оливарес-Мендес, Массачусетс; Воос, Х.; Гейст, М. Идентификация деградации БПЛА в реальном времени с использованием методов машинного обучения. В материалах Международной конференции IEEE по беспилотным авиационным системам, Майами, Флорида, США, 13–16 июня 2017 г.; стр. 1223–1230.
13. Сантур, Ю.; Каракесе, М.; Акин, Э. Подход к диагностике на основе случайного леса для проверки неисправностей рельсов на железных дорогах. В материалах Национальной конференции по электротехнике, электронике и биомедицинской инженерии (ELECO) 2016 г., Бурса, Турция, 1–3 декабря 2016 г.; стр. 745–750.
14. Песня, Х.; Ву, М.; Джермейн, К.; Ранка, С. Условное обнаружение аномалий. IEEE Транс. Знать. Данные англ. 2007, 19, 631–645. [Перекрестная ссылка]
15. Зайдан, Б.; Арбаяни, М. Байесовские подходы к прогнозированию сложных систем. доктор философии Диссертация, Шеффилдский университет, Шеффилд, Великобритания, 2014.
16. Стаматис А.; Папайлиу, К.Д. Анализ дискретных условий эксплуатации газового тракта. В трудах о двигателе АГАРД-ЦП-448. Мониторинг состояния — технологии и опыт, Квебек, Канада, 30 мая – 3 июня 1988 г.
17. Джо, Л.К. Последние достижения в области технологий управления состоянием авиационных двигателей (EHM) и рекомендации для следующего шага. В материалах ASME Turbo Expo, GT2005-68625, Рино, Невада, США, 6–9 июня 2005 г.; стр. 683–695.
18. Ли, Ю.Г. Диагностика газовых турбин на основе анализа характеристик: Обзор. J Power Energy 2002, 216, 363–377. [Перекрестная ссылка]
19. Маринай, Л.; Проберт, Д.; Сингх, Р. Перспективы диагностики авиационных газотурбинных двигателей: обзор. Прил. Энергия 2004, 79, 109–126. [Перекрестная ссылка]
20. Ханачи, Х.; Лю, Дж.; Ба Нерджи, А.; Чен, Ю.; Коул А. Физический показатель эффективности газотурбинных двигателей в переменных условиях эксплуатации. В материалах ASME Turbo Expo 2014: Техническая конференция и выставка турбин, Дюссельдорф, Германия, 16–20 июня 2014 г. GT2014-26367.
21. Дэйгл, МД; Гебель, К. Подход к прогнозированию на основе моделей, применяемый к пневматическим клапанам. Межд. J. Progn Health Manag. 2011, 2, 1–16.
22. Лобода И.; Перес-Руис, ХЛ; Епифанов С. Сравнительный анализ подхода к диагностике газовых турбин на основе данных. В материалах ASME Turbo Expo 2018: Техническая конференция и выставка турбомашин, Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.
23. Чжун, СС; Песня, Ф.; Лин, Л. Новый метод диагностики неисправностей газовой турбины, основанный на трансферном обучении с помощью CNN. Измерение 2019, 137, 435–453.
24. Найрак А.; Таунсенд, Н.; Карр, Р.; Кинг, С.; Коули, П.; Тарасенко Л. Система анализа данных вибрации реактивных двигателей. Интегр. Вычислить. Помощь англ. 1999, 6, 53–56. [Перекрестная ссылка]
25. Лю, FT; Тинг, К.М.; Чжоу, Ж. Изоляционный лес. В материалах восьмой Международной конференции IEEE по интеллектуальному анализу данных, Пиза, Италия, 15–19 декабря 2008 г.; стр. 413–422.
26. Чжао Ю.; Хриневицкий, МК XGBOD: Улучшение контролируемого обнаружения выбросов с помощью неконтролируемого обучения представлению. В материалах Международной совместной конференции IEEE по нейронным сетям, Рио-де-Жанейро, Бразилия, 8–13 июля 2018 г.
27. Руссиу, П.Дж.; Дриссен К.В. Быстрый алгоритм оценки детерминанта минимальной ковариации. Технометрика 1999, 41, 212–223. [Перекрестная ссылка]
28. Шолькопф, Б.; Платт, Дж. К.; Шоу-Тейлор, Дж.; Смола, Эй Джей; Уильямсон, Р.К. Оценка поддержки многомерного распределения. Нейронный компьютер. 2001, 13, 1443–1471. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Численное определение эквивалентной песчаной шероховатости поверхности турбонасоса и влияние ее шероховатости на Характеристики насоса

Бенджамин Торнер *, Дюк Вьет Дуонг и Франк-Хендрик Вурм

Институт турбомашиностроения Ростокского университета, ул. Альберта-Эйнштейна. 2, 18059 Росток, Германия * Адрес для переписки: benjamin.torner@uni-rostock.de

Аннотация: Корректный расчет течений по шероховатым поверхностям в технических системах, например в турбомашинах, является важной проблемой для правильного моделирования данных их работы. Как только в этих машинах будет адекватно рассчитано течение по шероховатым поверхностям, моделирование станет более достоверным и сможет заменить экспериментальное прототипирование. Подходы к моделированию шероховатости часто реализуются в решателе для учета эффектов шероховатости при моделировании потока. В этих подходах эквивалентная шероховатость песка ks должна определяться как характерный параметр шероховатой поверхности. Однако определить соответствующее значение ks для шероховатости поверхности сложно. В этом контексте в данной статье показан новый и эффективный по времени численный метод — метод дискретной пористости (МДП), который можно использовать для определения значения ks шероховатой поверхности. С применением этого метода было проведено моделирование течения в канале с неравномерно распределенной чугунной поверхностью из улитки турбонасоса. После идентификации полностью шероховатого режима была определена эквивалентная шероховатость песка и найдено соответствие значениям ks из литературных данных. Впоследствии установленное значение ks для чугуна было использовано при моделировании турбонасоса с шероховатыми стенками. Данные о производительности насоса были подтверждены экспериментами, и было обнаружено хорошее соответствие между экспериментальными и смоделированными данными о производительности .

Ключевые слова: моделирование шероховатости; эквивалентная шероховатость зерен песка; метод дискретной пористости; турбонасос; шероховатость чугуна

check for updates

Цитирование: Торнер, Б.; Дуонг, Д.В.; Вурм, Ф.-Х. Числовой Определение эквивалентной песчаной шероховатости поверхности турбонасоса и влияние ее шероховатости на характеристики насоса. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 5. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010005 .

Академический редактор: Жерар Буа

Поступила: 18 октября 2022 г.
Пересмотрено: 25 января 2023 г.
Принято: 30 января 2023 г.
Опубликовано: 7 февраля 2023 г.

Копирайт: © 2023 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 настоящее время моделирование потоков широко используется для оптимизации конструкции турбомашин , например, турбонасосов, компрессоров или турбин. Производители стремятся улучшить и настроить параметры производительности этих машин посредством моделирования, поскольку они позволяют экономически эффективно и всесторонне понять физику потока в системах.

Большинство моделей потока таких машин предполагают, что поверхность гидравлически гладкая [1]. Это противоречит реальным потокам в этих машинах, где каждая поверхность имеет определенную степень шероховатости. Эффекты шероховатости могут существенно повлиять на рабочие данные моделирования турбомашины. Особенно это касается турбонасосов с низкими удельными скоростями ns (уравнение (1)), что означает, что машины рассчитаны на создание высокого напора Hp = ptot/(ρg) при малых расходах Q (номенклатура может быть находится в конце статьи). Эти насосы характеризуются длинными и узкими каналами рабочего колеса и еще более узкими боковыми камерами между рабочим колесом и корпусом.

Обе геометрические особенности могут привести к доминирующему эффекту шероховатости насоса.

Юкеландт и др. В [2] продемонстрировано значительное отклонение между смоделированными и экспериментально оцененными данными о работе радиального турбонасоса с низкой удельной скоростью. Как видно на рисунке 1, внутренний КПД ηi (определенный в уравнении (13)) монотонно завышен при моделировании насоса на смещение +10%. Авторы указали, что неучтенная шероховатость стенок является критическим аспектом в их моделировании. Это несоответствие может привести к тому, что разработчики отдадут предпочтение экспериментальным методам, а не моделированию. Следовательн

Machine Translated by Google

соответствующая обработка стенок с учетом моделирования шероховатости имеет решающее значение для моделирования турбонасосов с низкой удельной скоростью.

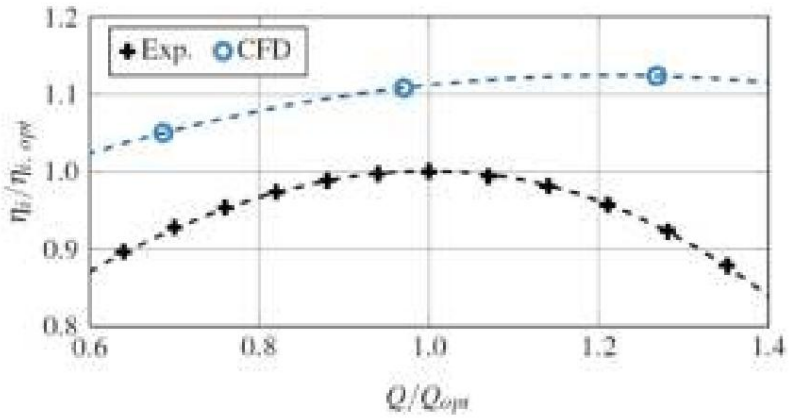


Рис. 1. Расхождение внутреннего КПД ηi между экспериментом и моделированием (CFD) радиального турбонасоса с ns = 13,4 1/мин. Рисунок взят из Juckelandt et al. [2].

$$\text{нс} = \text{п} \cdot \frac{\overline{\text{Вопрос}}}{\text{H}^{3/4}_{\text{п}}} \quad (1)$$

В этом контексте современное моделирование шероховатости для моделирования зависит от эквивалентной шероховатости песчаных зерен ks как характерного стандарта для определения влияния эффектов шероховатости [3]. Согласно Шлихтингу [4], теория эквивалентной шероховатости песчаных зерен упрощает произвольную шероховатость поверхности до плотно упакованных сфер, которые оказывают идентичное физическое воздействие на поток в полностью шероховатом режиме.

$$\text{ты}^{+} = 1/\kappa \ln(y+) + B \qquad u+(k+s) \quad (2)$$

Хорошо известно, что безразмерный профиль скорости u смещается $^{+}$ = f(y +) указывает на a. вниз u + на шероховатых стенках по сравнению с профилем скорости в гидравлически гладких пограничных слоях [5], см. рисунок 2. Уравнение (2) применимо для логарифмическая пристеночная область, где смещение вниз u + описывается как функция безразмерной эквивалентной шероховатости песчинки k + [6,7]. В уравнении (2) константы были определены экспериментально как к = 0,41 и B = 5,0 [3].

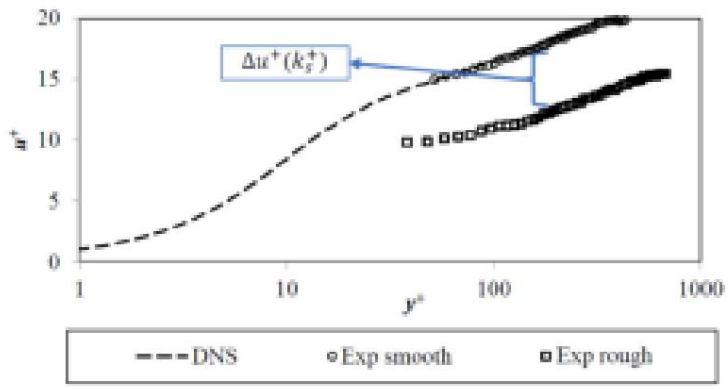


Рисунок 2. Универсальное распределение $^{+}$ = f(y +, k + s) в пограничном слое с эффектами шероховатости. скоростей . Рисунок взят из работы Juckelandt et al. [2].

Моделирование шероховатости при моделировании, например, в турбомашинах, реализуется путем учета этого сдвига вниз u (k + s) в моделируемом профиле скорости. Этот подход называется

Machine Translated by Google

модифицированный логарифмический закон стены, и это один из наиболее распространенных подходов к моделированию эффектов шероховатости. Подходы к моделированию шероховатости, основанные на модифицированном законе стены, были предложены в работах [4]. [8–10]. Альтернативно, эффекты шероховатости при моделировании потока турбомашины также можно смоделировать путем изменения граничных условий для переменных турбулентности вблизи шероховатой стенки, как это предложено Уилкоксом или Кноппом и др. [11,12].

Общим для всех этих подходов является то, что необходимо определить ks шероховатой поверхности, чтобы можно было правильно вычислить влияние шероховатости с помощью подхода моделирования. Однако определить подходящее ks для поверхностей с неравномерно распределенной высотой шероховатостей по-прежнему сложно . Такие поверхности имеются, например, на необработанных чугунных стенках улитки, рабочего колеса или боковых камер турбомашины [2].

В литературе можно найти различные экспериментальные исследования, определяющие эквивалентную песчаную шероховатость чугуна (табл. 1). Диапазоны значительно различаются у разных авторов, а также в пределах данных одного исследования. Кроме того, чугунные поверхности турбомашины зонально распределены и частично обработаны. Таким образом, разумно определять значения ks для каждой шероховатой поверхности вместо того, чтобы предполагать одно значение для всего насоса.

Таблица 1. Литературные значения эквивалентной шероховатости песчаных зерен ks новых чугунных поверхностей.

Ссылка	кс [мкм]
Вагнер [13]	200–600
Фрид и Идельчик [14]	250–1000
Эртель и др. [15]	200–3000
Гюлих [16]	300–1000
Белый [17]	260 ± 50%
Шлихтинг и Герстен [3]	250

Кроме того, для определения ks использовалась эмпирическая корреляция . Эти корреляции получены в результате численных или экспериментальных исследований. Простые корреляции связывают геометрический параметр шероховатой поверхности, такой как средняя высота шероховатости ka или среднеквадратическое значение (RMS) высоты шероховатости krms , с ks [18]. Несмотря на то, что эти корреляции позволяют легко определить ks , им не хватает точности, поскольку ks не может быть описано только параметрами высоты [7,19]. Поэтому более сложные корреляции между несколькими параметрами шероховатости и эквивалентной шероховатостью песчаных зерен были предложены, например, Сигалом и Данбергом [20] и улучшены ван Риджем и др. для трехмерной нерегулярной шероховатости [21]. Флэк и Шульц исследовали различные шероховатости [7] и обнаружили корреляцию, согласующую значения ks с krms и асимметрией Sk шероховатой поверхности [7,22]. Другие авторы также включили в свои корреляции другие параметры шероховатости, такие как эффективный наклон ES [22,23]. Форуги и др. [23] исследовали 38 различных типов шероховатости поверхности и сформулировали корреляцию в зависимости от высоты от пика до впадины kt , Sk и ES. Чан и др. создали шероховатость в форме синусоидальной формы и установили сильную зависимость функции шероховатости $u^+ = f(k_s^+)$ от ka и ES [24]. Юань и Пиомелли исследовали реалистичную шероховатость турбины, изучили зависимость ks и ES от топологии поверхности, а также исследовали точность существующих корреляций, прогнозирующих ks [25]. Они заявили, что сопротивление (и, следовательно, ks) зависит не только от высоты шероховатости, но и от 3D-топологии, о чем также упоминал Буссе [26]. Кроме того, Юань и Пиомелли показали, что корреляции, включающие ES, лучше соответствуют полученным данным, чем без них.

Используя эти эмпирические корреляции, в литературе до сих пор было достигнуто довольно хорошее совпадение значений ks в широком диапазоне регулярно и неравномерно распределенной шероховатости. Однако корреляции проверены для определенного набора типов шероховатости (наждачная бумага, хонингованные трубы, гравий и т. д.) и справедливы только для своего, соответственно, исследуемого типа шероховатости [22]. Следует включить больше данных о технических шероховатых поверхностях, таких как чугун, паковочный чугун или сталь, поскольку они, в частности, имеют гораздо более широкое применение в турбомашинах.

Machine Translated by Google

Альтернативно, ks шероховатой поверхности можно определить посредством моделирования потока. Это можно реализовать путем выполнения прямого численного моделирования (DNS) в простых конфигурациях потока (например, в каналах) с шероховатостью на одной стенке. Например, шероховатость можно обрабатывать с помощью метода погруженных границ (IBM) [25,27–29], где отдельная сетка шероховатостей погружается в сетку жидкости. На основе границы шероховатости в уравнение Навье–Стокса добавляются силовые члены на соседних ячейках жидкости [30]. Таким образом, построение сетки упрощается, поскольку сетка жидкости имеет декартовый тип.

Форуги и др. применил DNS для реалистичных поверхностей на основе отложений в камере сгорания через IBM [31]. Кроме того, Таккар и др. провели DNS с использованием IBM на неровных пескоструйных поверхностях [29], где они сопоставили функцию шероховатости u + s) их шероховатости с данн=мf(K + Никурадзе. Чан и др. использовали DNS для своих исследований шероховатостей [24]. Из-за регулярной шероховатости поверхности в их исследовании использовалась сетка, соответствующая телу, которая напрямую устраняет шероховатость.

После прогнозирования значения ks на основе этих вычислений DNS в простых конфигурациях потока , определенное ks можно указать для моделирования шероховатости при расчетах более сложных потоков, например, в турбомашинах.

Как представлено, DNS с IBM или без него применялась для моделирования шероховатости в предыдущих исследованиях. Однако их применение может быть связано с огромными вычислительными затратами, поскольку возвышения шероховатости могут находиться в диапазоне микронов [7,18,32,33], тогда как размеры пограничного слоя достигают диапазонов миллиметров [27,32–35]. Для достижения полностью грубого режима в этих потоках может потребоваться очень большое число Рейнольдса. Разрешение турбулентности при таком высоком числе Рейнольдса может затруднить DNS с точки зрения вычислительного времени и ресурсов [7,28].

В связи с этим в настоящем исследовании показан альтернативный численный подход, основанный на нестационарном моделировании Навье – Стокса с усреднением по Рейнольдсу (URANS) того, как эквивалентная шероховатость песчаных зерен ks может быть определена для шероховатости. Этот метод называется методом дискретной пористости (МДП). DPM дискретизирует шероховатость в определенных участках и моделирует шероховатость как пористую среду. Падение давления, создаваемое пористыми свойствами, упрощенно изображается как сопротивление идеализированных правильных форм, таких как треугольники или прямоугольники. Это падение давления затем дополнительно добавляется в качестве стока в уравнения, определяющие поток, аналогично описанные Буссе и Сандхэмом [36] и позже улучшенные Форуги и др. [37]. Таким образом, влияние шероховатой поверхности может быть определено с помощью URANS при умеренных размерах сетки и эффективном времени вычислений. Целью этого подхода к моделированию является определение величины падения давления, вызванного в пористых ячейках. В этой статье будет показано, что этого метода достаточно для получения среднего значения ks , которое затем можно использовать для соответствующего моделирования шероховатости при моделировании турбонасоса.

С помощью DPM моделировалось течение в плоском канале с чугунной шероховатостью. Шероховатость была представлена дискретным сканированием поверхности улитки турбонасоса. Моделирование DPM использовалось для определения значения ks для этой чугунной поверхности. Впоследствии это значение ks было применено к соответствующим шероховатым стенкам при моделировании турбонасоса и были определены характеристики насоса.

2. Материалы и методы.

2.1. Создание идентичных и воспроизводимых шероховатых стенок для экспериментов.

Для корректировки и проверки проведенного моделирования было проведено экспериментальное исследование течения в канале и турбонасосе (оба с шероховатыми стенками). Поэтому в экспериментальных установках искусственно создавались копии поверхности чугуна, которые крепились к гладким стенкам .

В сотрудничестве с компанией Schweißtechnische Lehr- und Versuchsanstalt Mecklenburg– Vorpommern GmbH (Росток, Германия) был разработан процесс аналогичного воспроизведения неравномерно-шероховатой поверхности чугуна. В данном исследовании была выбрана чугунная поверхность улитки серийного радиального турбонасоса, отлитого в песчаную форму. Шероховатость поверхности на этом скане и ее ks можно рассматривать как репрезентативную для всей улитки, поскольку улитка была изготовлена из одного куска материала с помощью одного процесса механической обработки (литье в песчаные фо

Machine Translated by Google

Фактически начался процесс репликации, поверхность улитки была оптически записана с помощью 3D-конфокальный микроскоп. При сканировании сохраняется пространственное разрешение 1 нм по высоте и 1,5 мкм . в поперечном направлении.

Доступная в продаже самоклеящаяся пластиковая пленка толщиной 360 мкм. в качестве материала-реплики, который крепился к стенкам в канале и турбонасосе эксперименты. Процесс репликации осуществлялся путем удаления материала с пластика. пленки шаг за шагом с помощью пикосекундного лазера в 5-осевой системе обработки. Точность процесс репликации составлял 10 мкм в высоту и 22 мкм в направлении потока и в направлении размаха. Поверхность реплики (средняя высота шероховатости ka = 20,3 мкм; максимальная шероховатость от пика до впадины kt = 270 мкм) имела базовую площадь 12,6 ×9,0 мм. Поскольку стенки канала в экспериментах имеют большую площадь, чем сканируемая шероховатость площадь, копия была повторена на пластиковой пленке, чтобы заполнить поверхность. Таким образом, основные области были зеркально отражены по краям конкретной реплики, чтобы избежать разрывов на краях. пластиковая пленка. На рис . 3 показан профиль высоты сканированной поверхности чугуна и реплики в сравнении, а в Таблице 2 показано сравнение отсканированной и воспроизведенная шероховатость.

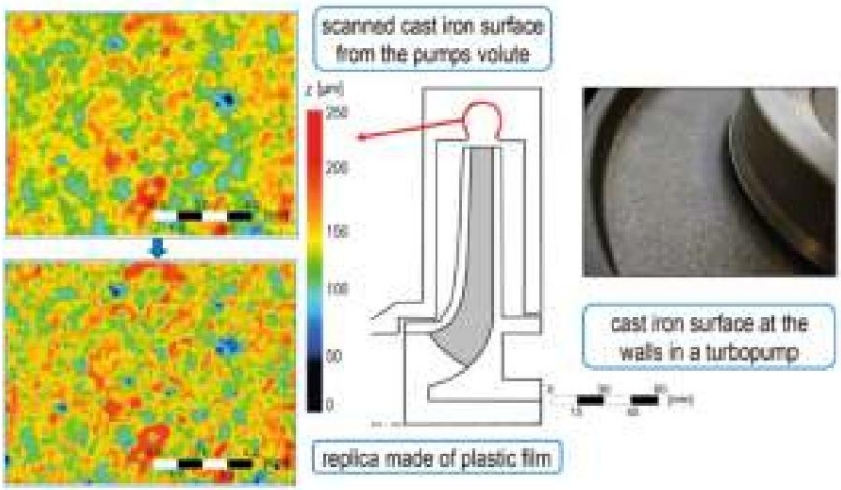


Рисунок 3. Сравнение отсканированной и воспроизведенной чугунной поверхности для экспериментов.

Таблица 2. Сравнение топографических свойств шероховатости при сканировании чугуна и реплика.

Шероховатость $\bar{h}$ [мкм]	кт [мкм]	ка [мкм]	крмс [мкм]	Ск	ES
Сканировать	190	280	20,0	25,5	0,12	0,24
Реплика	186	270	20.3	26,1	0,22	0,16

Для большинства геометрических свойств между сканированием и репликой, таких как ka и kt , средняя высота шероховатости $\bar{h}$ или среднеквадратическая высота шероховатости krms аналогичны. Таким образом, реплика удачно имитировала исходную шероховатость по высоте. и возвышение. Основная тенденция отрицательной асимметрии Sk осталась прежней, что указывает на поверхность с ямками [22], которая стала прочнее с помощью реплики. Кроме того, для эффективного наклон ES, произошло несоответствие, при котором стоимость реплики уменьшилась. Этот уменьшение означает, что реплика приобрела более длинноволновую шероховатость, чем оригинальный скан. Различия Sk и ES заключаются в дискретизации по потоку и по размаху. копии, ограниченной толщиной лазерного луча. Это может оказать влияние на значение ks между исходным чугуном и реплицированной поверхностью. Дискуссия по этому поводу будет быть указаны в ограничениях в разделе 4.

Machine Translated by Google

2.2. Экспериментальная установка грубого моделирования потока в канале

Для моделирования DPM была выбрана простая конфигурация потока с целью определения ks шероховатых поверхностей. Эта простая конфигурация потока представляет собой плоский канал потока с шероховатыми стенками на испытательном стенде с замкнутым контуром. Испытательная установка показана на рисунках 4 и 5.

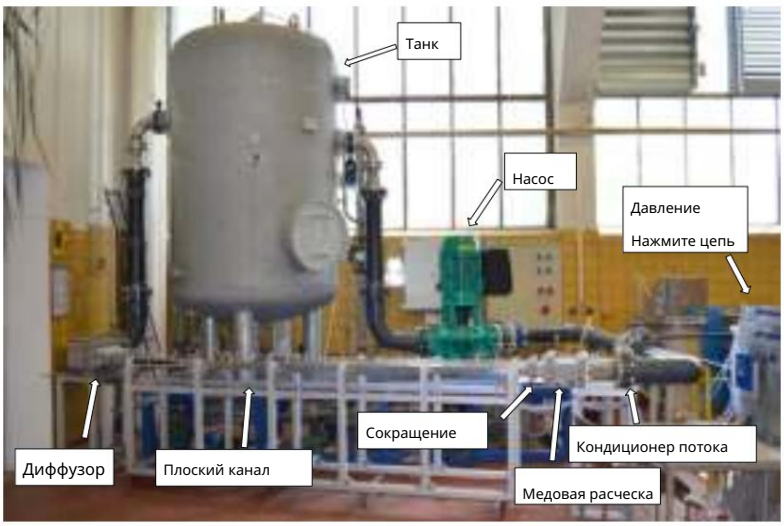


Рисунок 4. Установка для экспериментов по грубому потоку в канале.

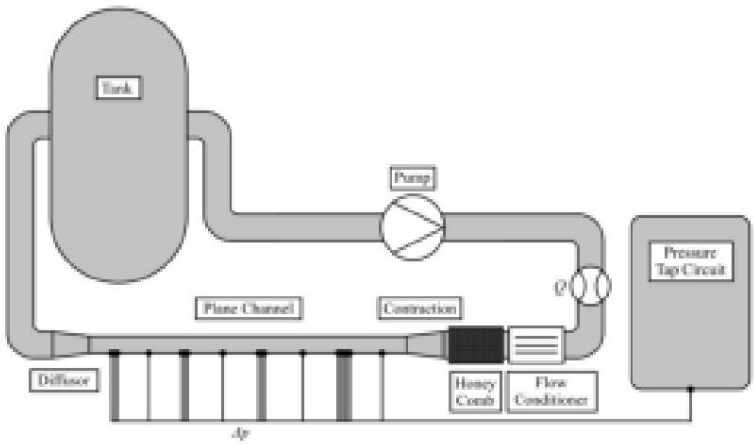


Рисунок 5. Схематический рисунок установки для экспериментов с грубым потоком в канале.

2.2.1. Тестовый раздел

Основным компонентом испытательного стенда является плоский канал. Канал был спроектирован по работе Шульца и Флэка [35] с высотой канала H = 0,025 м и длиной L = 3 м. Ширина была определена Джонсом [38] как 12-кратная высота канала, в результате чего ширина канала составила w = 0,3 м. Такая ширина обеспечивает приблизительно плоский поток в середине канала. На входе в канал были установлены растяжки диаметром 1,6 мм для мгновенного создания турбулентного потока. Эти провода создают 13%-ную закупорку, что сопоставимо с 15%-ной закупоркой у Шульца и Флэка [35].

Важным условием достоверных измерений расхода является точное соблюдение геометрических размеров канала. В связи с этими требованиями канал был изготовлен из пластин нержавеющей стали, которые были отшлифованы машинным способом. С помощью этой процедуры были достигнуты средняя высота шероховатости ka = 1,6 мкм и допуски на плоскостность и параллельность <0,2 мм и <0,1 мм соответственно.

Перед входом в канал были включены различные стабилизаторы потока и манипуляторы, чтобы гарантировать полноценный поток в канале. Сначала за выпрямителем потока был установлен выпрямитель потока 3-8-6, разработанный по стандарту DIN EN ISO 5167-2 [39].

Machine Translated by Google

лук трубы возле канала. Затем была размещена сотовая конструкция, содержащая пучок труб диаметром 0,006 м и длиной 0,113 м, чтобы уменьшить завихрение, создаваемое насосом. Диаметр и длина трубки были определены с использованием Ref. [35]. После сот была размещена контракция, рассчитанная полиномом третьей степени [40] и соединившая систему труб с прямоугольным каналом. После канала диффузор преобразует геометрию канала обратно в геометрию трубы. Этот диффузор включает в себя разделитель, позволяющий избежать разделения потока на испытательном стенде.

2.2.2. Шероховатость

поверхности Материал канала – шлифованная нержавеющая сталь. Поскольку шероховатость этого материала невелика, можно ожидать гидравлически плавного течения в изготовленном канале. Для учета течения канала с шероховатыми стенками к верхней стенке канала были прикреплены пластиковые пленки с имитацией чугунной поверхности. Неровностями была покрыта только верхняя сторона канала, чтобы шероховатости не искажали измерения давления, снятые на нижней стороне. Таким образом, на нижней стороне канала преобладает гидравлически плавное течение, что не учитывалось при оценке результатов . Вся ширина верхней стороны канала и 95% длины были покрыты шероховатостями.

2.2.3. Система и процедура измерения

За насосом был установлен расходомер для контроля экспериментального расхода. Градиенты давления в канале измерялись при определенном расходе. Поэтому на гидравлически гладкой нижней стороне канала было предусмотрено 17 отверстий для измерения давления в восьми положениях, см. рисунок 6. Отверстия для измерения давления имеют диаметр 0,5 мм и были выточены в пластине из нержавеющей стали, чтобы гарантировать, что края эродированных отверстия не имеют заусенцев и остаются острыми. Отверстия располагаются по средней линии канала на расстоянии (300–400) мм друг от друга. Кроме того, в точках измерения I, III, V и VII в направлении перемещения были добавлены дополнительные отверстия . Эти дополнительные отверстия находились на расстоянии 65 мм от осевых отверстий и использовались для проверки плоскостности потока. Градиент давления всего канала определялся путем включения только измерений давления в осевых отверстиях. Градиент давления всего канала был получен путем усреднения градиентов давления, измеренных в каждом сегменте между позициями III и VI. Поэтому использовался датчик перепада давления, который измерял разницу давлений в этих се
Эта процедура была проверена в предварительном исследовании с плавными течениями в канале при различных числах Рейнольдса. При этом измеренные градиенты давления совпадали с градиентами давления, определенными эмпирически, на 3%.

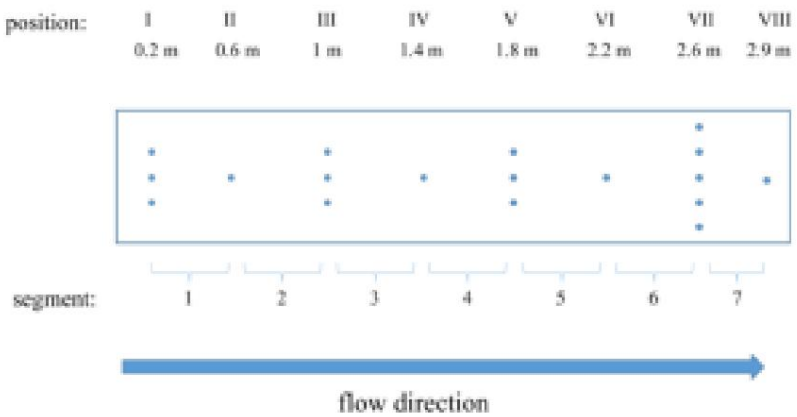


Рисунок 6. Положение отверстий для измерения давления в канале (римские цифры) и сегментах, на которых определялся перепад давления (арабские цифры).

Machine Translated by Google

2.3. Численная обработка шероховатых поверхностей: метод дискретной пористости (DPM)

В основе нашего метода лежит метод дискретных элементов (МДЭ). Он уже был введен в 1985 г. Тейлором и др. [41] и использовался Magagnato et al. [42], Притц и др. [43] и Стрипф и др. В [44] для расчета течений на шероховатых стенках лопаток турбины. ЦМР можно рассматривать как промежуточный путь от дискретного отображения структуры поверхности в вычислительной области к полному моделированию шероховатых поверхностей. Фундаментальная идея этого метода заключается во введении в основные уравнения дополнительного члена, отражающего увеличение силы сопротивления из-за эффектов шероховатости. Для моделирования Стрипф и др. В [44] прибегают к коэффициентам сопротивления отдельных основных тел, которые определяются на основе эмпирических корреляций и поверхностных измерений. Аналогичным образом, Буссе и Сандхэм [36] представили подход параметрического воздействия (FPA), который был улучшен Форуги и др. [23]. Он основан на рассмотрении пористых сред с использованием уравнений Дарси – Форхгеймера.

2.3.1. Обоснование метода DPM

Метод дискретной пористости (DPM) — это метод моделирования течения через шероховатые стенки, разработанный самостоятельно. Начальная точка представляет собой расчетную область, в которой хотя бы одна стена покрыта элементами шероховатости. Эта область дискретизируется вычислительной декартовой сеткой. Для разделения течения от элементов шероховатости в расчетной сетке выделяют три типа ячеек. Во-первых, это жидкие ячейки, лежащие в области жидкости и не имеющие контакта с шероховатостью. В этих ячейках решаются основные уравнения, например, уравнение Навье–Стокса несжимаемой жидкости (уравнение (3
Во-вторых, из сетки удаляются твердые ячейки, полностью лежащие в элементах шероховатости . В-третьих, в уравнении Навье-Стокса для пористых ячеек, частично заполненных элементами шероховатости, в правой части добавляется стоковый член, что приводит к уравнению (4).
Два последних типа ячеек далее также описываются как зона шероховатости. Рисунок 7 иллюстрирует описанную дифференциацию.

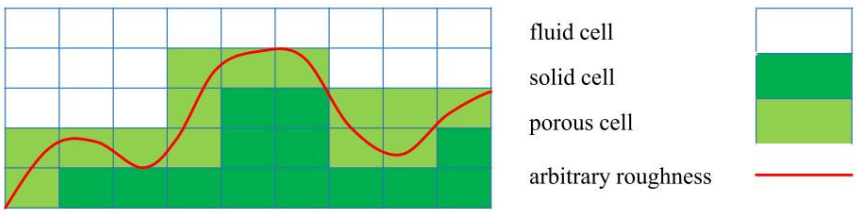


Рисунок 7. Определение типа ячейки в методе дискретной пористости. Зону шероховатости образуют как твердые, так и пористые ячейки .

Для ДПМ авторы рекомендуют использовать плоскоканальное течение с двумя пристенными пограничными слоями и периодическими границами по направлению потока и по размаху. Шероховатость может располагаться у одной стены и должна быть размечена отдельно в зоне шероховатости (высота этой зоны должна быть kt). В этой зоне сетка должна быть построена так, чтобы одна ячейка разрешала не менее 1/5 kt согласно опыту авторов с нерегулярными неровностями.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot \frac{\tau}{\rho} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot \frac{\tau}{\rho} + \frac{S}{\rho} \quad (4)$$

В пористых ячейках потери давления за счет элементов шероховатости рассчитываются по дополнительному стоку S, представляющему собой сопротивление (для простоты предполагается элемент шероховатости с постоянной шириной b в потоке только с компонентой скорости u). следующие уравнения). Связанная сила сопротивления FD определяется уравнением (5), где u –

Machine Translated by Google

скорость потока внутри ячейки, Aproj — проецируемая площадь шероховатости внутри пористой ячейки.

$$FD = cDu^{p\,2} \quad A_{продж} \tag{5}$$

Пример определения площади проекции Aproj в уравнении (5) показан на рисунке 8 для элемента регулярной шероховатости. Сначала предполагается, что шероховатость заполняет ячейку по всей длине пористой ячейки x. Чтобы масштабировать влияние шероховатости в зависимости от заполнения ячейки, объемная доля шероховатости α вводится по уравнению (6).

$$\alpha = \frac{\text{Неровность}}{\text{Вселл}} = \frac{\text{Aproj} \cdot a}{\text{Acell} \cdot x} = \frac{\text{Апрож}}{\text{Аселл}} \tag{6}$$

В уравнении (6) a и x опущены, поскольку предполагается, что они равны. Если преобразовать уравнение (6) в соответствии с площадью проекции и подставить его в уравнение (5), можно получить силу сопротивления FD по формуле:

$$FD = cDu^{p\,2} \quad \alpha Acell. \tag{7}$$

Каждое затупленное тело в потоке указывает на потерю давления p. В качестве простого соотношения уравнение (7) можно нормализовать по площади ячейки. Таким образом, потеря давления, вызванная силой сопротивления элемента шероховатости в ячейке, может быть выражена уравнением (8).

$$cDu \quad \alpha\, 2^{\underline{\rho\, 2}} \quad p = \tag{8}$$

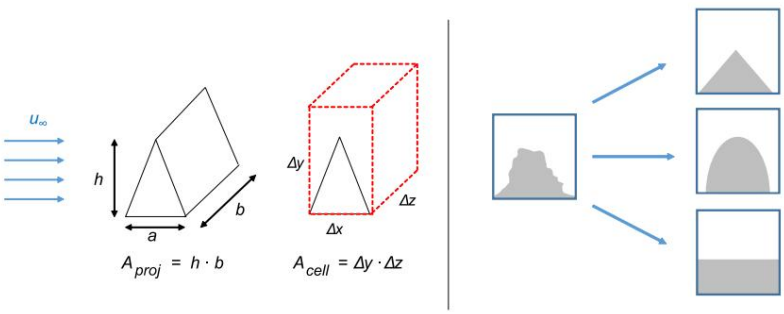


Рис. 8. Пояснения к процедуре DPM: (слева) примерный расчет проекционной площади Aproj для элемента регулярной шероховатости в пористой ячейке; (справа) приближение неровной шероховатости поверхности ячейки к правильной форме тела.

Чтобы получить градиент давления в направлении потока (равный уравнению (4)), уравнение (8) нормируется с длиной ячейки x , так что уравнение (9) применимо для стока S, которое добавляется к уравнение несжимаемой Навье–Стокса пористых ячеек. Та же процедура была применена для других направлений для учета элемента 3D-шероховатости.

$$S = \frac{p}{x} = \rho\, 2\, cDu\, 2 \quad \frac{\alpha}{x} \tag{9}$$

Здесь следует объяснить аналогию, почему расчет эффектов шероховатости в потоке можно описать течением через пористую среду: При любом обтекании затупленного тела

сила сопротивления действует как на тело, так и на поток.

Из-за возмущения силы сопротивления в потоке за счет возникающих потерь энергии происходит падение давления. Независимо от того, находится ли тело в набегающем потоке или на стенке, это возмущение и связанное с ним падение давления возникает в любом случае. Лишь в том случае, когда тело столь же мало или меньше вязкого подслоя стенки, возмущения могут быть незначительными из-за преобладающего вязкого затухания жидкости.

Согласно закону Дарси, касающемуся вязкого сопротивления , на поток через пористую среду также влияет перепад давления . Форххаймер добавил термин, обозначающий сопротивление формы, что привело к уравнению Дарси-Форххаймера. Основой DPM является моделирование падения давления.

Machine Translated by Google

вокруг затупленных тел (элементов шероховатости) с помощью метода пористости Дарси-Форххаймера. Это также было успешно выполнено для моделирования шероховатости в других литературных исследованиях, например, в Forooghi et al. [37].

2.3.2. Определение α и cD

Коэффициент сопротивления cD, используемый в уравнении (9), на самом деле относится к обтеканию обычного двумерного тела. Чтобы описать поверхность шероховатости с помощью этого параметра, необходимо выполнить аппроксимацию реальной трехмерной формы шероховатости к двумерным регулярным телам, см. рисунок 8. Для этой аппроксимации геометрии выбираются все высоты шероховатости внутри пористой ячейки, как показано в качестве примера на рисунке 8. Левая часть рисунка 9. Содержащиеся высоты шероховатостей затем двумерно проецируются на отмеченную черным область в правой части рисунка 9. На следующем этапе определяются углы β красного контура, чтобы аппроксимировать правильную форму из реальное распределение шероховатости в ячейке см. на рисунке 10. Затем используется набор условий для выбора правильной формы тела в соответствии с соответствующими углами β. Например , прямоугольник будет выбран, если оба угла находятся между 75 и 90 или между 0 и 15 . В противном случае будут выбраны прямоугольные или равнобедренные треугольники с дискретными углами от 15 до 75 . Отрицательный или положительный знак угла определяет, будет ли выбран для cD левосторонний или правосторонний прямоугольный треугольник соответственно. Эта процедура применялась в продольном и поперечном направлении. На рисунке 10 показаны примеры доступных треугольников. Приближение реального распределения шероховатости к правильной форме тела в пористой ячейке происходит в самописном коде MATLAB.

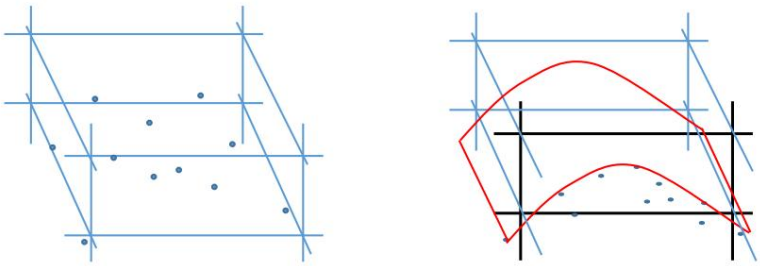


Рисунок 9. Аппроксимация неравномерно распределенной шероховатости поверхности в ячейке.

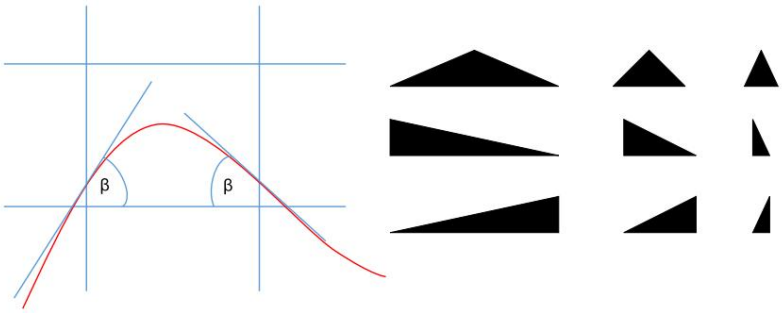


Рис. 10. Пояснения к процедуре DPM: (слева) приближение к регулярной шероховатости с учетом β-углов; (справа) варианты разных треугольников для трех выбранных углов (не в масштабе).

Коэффициенты сопротивления cD большого числа правильных форм и числа Рейнольдса в диапазоне Re = 1000–200 000 были определены путем дополнительного моделирования. Числа Рейнольдса для этих расчетов 2D RANS определялись вязкостью жидкости ν, скоростью набегающего потока u на входе и высотой h треугольника или прямоугольника правильной формы. Коэффициенты сопротивления для конкретного Re применялись при соответствующем числе Рейнольдса ReH моделирования потока в канале.

Размер области для 2D-моделирования был выбран равным 40 × 40-кратной высоте h с правильной формой, расположенной в центре. На входе и выходе задавались постоянная скорость и нулевое давление соответственно. Кроме того, периодические граничные условия были

Machine Translated by Google

применяется на двух других границах. Полученные значения CD сохранялись в базе данных. Эта база данных приведена в дополнительных материалах.

2.3.3. Реализация DPM. Реализация

DPM осуществлялась в два этапа. Сначала было определено распределение ячеек (жидкие, твердые и пористые клетки) и были выполнены расчеты α, β и cD в MATLAB R2019a (MathWorks Inc., Натик, Массачусетс, США). Процедура схематически показана на рисунке 11. На этом первом этапе для расчетной области была создана трехмерная сетка (A) (поясняется в разделе 2.4). Затем самописный код MATLAB считывает эту сетку, а также трехмерное облако точек (B), представляющее шероховатую поверхность. Это облако точек было создано в ходе процедуры сканирования улитки насоса по поверхности чугуна. При заданном распределении высоты шероховатостей из облака точек для расчетной сетки была выбрана зона шероховатости для твердых (C) и пористых ячеек (D). После этого объемные доли α были рассчитаны для каждой пористой ячейки (E) с использованием облака точек и информации сетки. Тогда поточечный наклон на краях ячейки определяет углы β, по которым для каждой пористой ячейки (F) выбиралась примерная правильная форма тела (прямоугольник или треугольник). С учетом выбранной приблизительной формы кузова соответствующие коэффициенты сопротивления cD были определены с использованием значений из базы данных, объясненной выше.

На втором этапе DPM был реализован в решателе потока OpenFOAM (ESI Group, Париж, FRA) для моделирования потока в канале с шероховатыми стенками. Для пористых ячеек сток S в уравнении (9) был реализован в OpenFOAM на основе модели Дарси- Форххаймера. Поэтому значения α и cD каждой пористой ячейки сохранялись в файле fvOptions, к которому OpenFOAM обращался во время моделирования, чтобы добавить сток S к уравнениям импульса в этих ячейках.

Здесь можно суммировать два основных отличия настоящего метода от DEM Тейлора и др. [41] и PFA Форуги и др. [23]: сначала из декартовой сетки полностью вырезаются твердые ячейки. Таким образом, топологию шероховатостей уже можно грубо увидеть без моделирования, аналогично сетке, соответствующей телу. Во-вторых, моделирование проводилось в каждой пористой ячейке. Определение cD было более подробным и сложным, вычисляя наклон входящего и исходящего угла шероховатости поверхности. Будет выбрано дискретное значение cD в зависимости от Re и рассчитано значение α для каждой пористой ячейки, тогда как Форуги [23] определил один cD для всей зоны шероховатости. Тейлор [41] использовал эмпирическую формулу для расчета cD в зависимости от числа Рейнольдса.

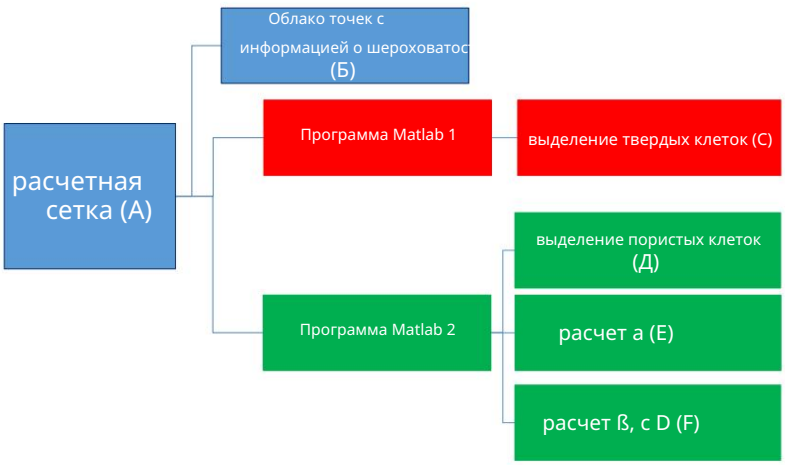


Рисунок 11. Реализация DPM (первый шаг) в MATLAB.

2.4. Численная установка для грубого моделирования потока
в канале 2.4.1. Расчетная область и построение сетки.

Течение в плоских каналах с чугунной шероховатостью моделировалось с геометрическими размерами (L, b, H) (4H, 1,5H, H), где H — высота канала. Канал

Machine Translated by Google

размеры ориентированы на моделирование потока в канале согласно исследованию Ментера [45]. Три Декартовы сетки с блочной структурой были созданы для шероховатости чугуна, чтобы проанализировать, как DPM работает на разном разрешении сетки, когда плоскость шероховатости (L, b) отличается решено. Свойства четырех сеток и изображение одной сетки отображаются в Таблица 3 и Рисунок 12.

У нижней стенки определена зона шероховатости с твердыми и пористыми ячейками. канала. Здесь сетка была эквидистантно дискретизирована до высоты 290 мкм в направление нормали к стенке, которое представляет собой высоту шероховатости от пика до впадины kt отливки. железная поверхность. В этой зоне сетка построена таким образом, что одна ячейка разрешает 1/5 kt . На рисунке 12 выделена зона шероховатости сетки «крупная». выше высоты 290 мкм. Отсюда высота ячейки увеличилась со скоростью роста 1,2. по сравнению с ячейками в зоне шероховатостей. Тот же темп роста применялся и в пристеночная область у верхней стенки канала, где гидравлически гладкая граница слой существует.

Поскольку шероховатость чугуна распределена неравномерно, разрешение шероховатости элементы в плоскости (L, b) не могут быть точно определены исходя из геометрии шероховатости (что теоретически возможно для регулярных неровностей). По этой причине другая сетка применялись уточнения в плоскости (L, b) .

Таблица 3. Свойства трех расчетных сеток для моделирования шероховатости чугуна.

Параметр сетки	Чугун		
	Сетка «Грубая»	Сетка «Средняя»	Сетка «Хорошо»
Размер сетки в М	0,3	1.2	4,8
Распределение элементов по сетке (L, b, H)	(128, 44, 57)	(248, 88, 57)	(496, 176, 57)
макс. соотношение сторон макс. Угол сетки изменения объема	13,9 1,2 90	7,0 1,2 90	4.1 1.2 90

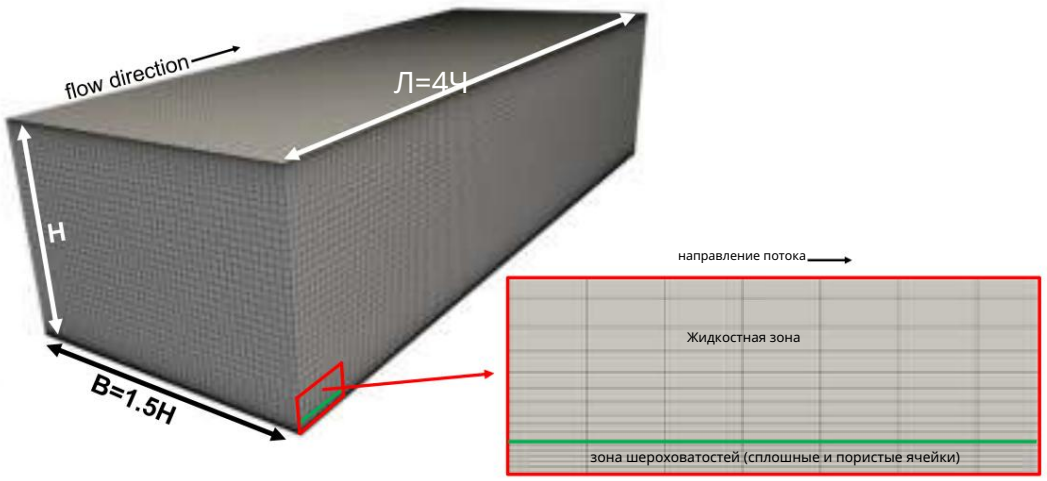


Рисунок 12. «Грубая» сетка моделирования с чугунной поверхностью в изометрическом представлении и увеличенном масштабе. планарный вид. Зоны жидкости и шероховатости выделены на плоском виде.

2.4.2. Учет зоны шероховатости (твердые и пористые ячейки)

Зона шероховатости определялась на одной из стенок канала, аналогично экспериментальной установке. объяснено в разделе 2.2. В канале присутствует полностью развитый турбулентный поток. Для моделирования потока был выбран метод URANS. После вырезания твердых клеток пористые клетки были выбраны для метода DPM. На рис . 13 показана зона шероховатости с

Machine Translated by Google

твердые и пористые ячейки сеток для моделирования ДПМ с поверхностью чугуна.
Кроме того, на этом рисунке показана копия поверхности чугуна.

2.4.3. Численная настройка для моделирования DPM

Программное обеспечение OpenFOAM 5.x с решателем pimpleFOAM использовалось для решения основных уравнений методом конечных объемов. Моделирование проводилось с использованием URANS и модели турбулентности k–ω–SST [46]. Для моделирования DPM применялись схемы пространственной дискретизации второго порядка. Моделирование проводилось на высокопроизводительном кластере Titan в Университете Ростока со 144 параллельными процессорами (Intel(R) Xeon(R) CPU E5-2640 v3 @ 2,60 ГГц).

Условие прилипания применяется ко всем стенам в качестве граничного условия. На границах доменов задавались периодические граничные условия по размаху (боковые стороны) и направлению потока (вход и выход). Поток создавался постоянными массовыми расходами $\dot{m}$, регулируемыми объемными силами [47] в направлении потока, которые соответствуют исследованным числам Рейнольдса между ReH = 75 000 и ReH = 400 000 (см. Таблицу 4). В качестве жидкости использовалась вода (плотность ρ = 997 кг/м3 , кинематическая вязкость ν = 10–6 м2/с). Кроме того, были заданы турбулентные граничные условия как на гладких, так и на шероховатых стенках области.
Здесь для всех моделей было указано нулевое значение для моделируемой турбулентной кинетической энергии k и вихревой вязкости νt . Для определения удельной скорости диссипации ω использовалась пристеночная функция с низким Re.

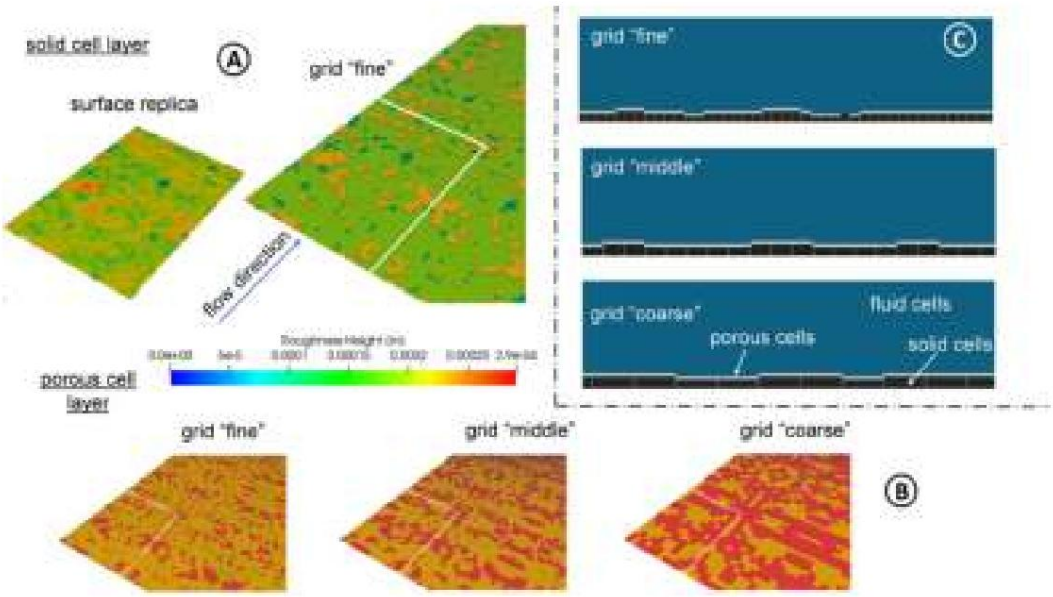


Рисунок 13. Иллюстрация зоны шероховатости в моделировании DPM с чугунной поверхностью.
(A) Шероховатость поверхности реплики (раздел 2.1) и слоя твердых ячеек моделирования DPM с самой мелкой сеткой. (B) Сравнение зоны пористых ячеек между тремя нанесенными сетками. (C) Деталь изображения с жидкими, твердыми и пористыми ячейками для трех сеток в плоской плоскости разреза.

Моделирование было инициализировано с использованием однородной объемной скорости, нулевого относительного давления и эмпирически определенных значений турбулентных величин в расчетной области. Был выбран шаг по времени t = 10 3 с. Сходящееся поле течения с постоянным градиентом давления и развитым профилем скорости можно было наблюдать через промежуток времени T 0,8 с. Затем моделирование продолжалось до T = 1,1 с. В конце моделирования максимальные невязки скоростей и давления упали как минимум до 10-3 .

Всего для данного исследования было выполнено 18 симуляций, которые суммированы в Таблице 4. Восемь симуляций были проведены для поверхности чугуна на «середине» сетки при различных числах Рейнольдса. Кроме того, было выполнено 10 симуляций с «грубой» и «мелкой» сеткой для чисел Рейнольдса ReH 250 000, где полностью грубый режим

Machine Translated by Google

идентифицирован, а при ReH = 100 000, где были доступны экспериментальные данные для
канальный поток с чугунной поверхностью.

Таблица 4. Обзор выполненных DPM-моделей для моделирования потока в канале с гипсовой повязкой
шероховатость железа.

PeX	Чугун		
	Сетка «Грубая»	Сетка «Средняя»	Сетка «Хорошо»
75 000			
100 000			
150 000			
200 000			
250 000			
300 000			
350 000			
400 000			

2.5. Метод определения значения ks для шероховатых поверхностей по
Моделирование DPM

На первом этапе были определены градиенты давления p/ x моделируемых течений в каналах.
определяется для каждого моделирования DPM при определенном числе Рейнольдса. После этого
Чтобы определить среднее по площади напряжение сдвига стены τw,r на шероховатой стене,
безразмерная скорость u + и длина y +. Это напряжение сдвига стенки было рассчитано на основе
об упрощенном балансе импульсов для течения в канале с односторонней шероховатостью стенки
(Уравнение (10)) определенное Буратгини и др. [27]. Переменная τw,s обозначает сдвиг стенки
напряжение на гладкой стенке канала в уравнении (10).

$$\tau_{w,r} = H \cdot \frac{p}{x} \quad \tau_{w,s} \tag{10}$$

В дальнейшем безразмерный профиль скорости u + = f(y +) создавался с помощью
следующей процедуры: сначала позиция нулевой высоты y + = 0 определялось усреднением по высоте
высоты шероховатостей и примите среднее значение за нулевую высоту. Тогда скорости от
Моделирование DPM было усреднено по площади вдоль координаты нормали к стене, чтобы создать
одномерный профиль скорости u = f(y). Эти переменные были нормализованы для получения
ты+ равно: = u/(τw,r/ρ)0,5 и y + = y · (τw,r/ρ) 0,5/ν. Характеристическое понижение передачи может быть
полученный по этому профилю скорости u + = f(y +) путем сравнения смоделированного профиля скорости
с профилем скорости в логарифмической области шероховатого пограничного слоя на основе
Уравнение (2). Эта процедура была повторена для всех симуляций в исследованном Рейнольдсе.
цифры. Построив функцию шероховатости u +), было проанализировано, является ли f(k +)
была достигнута полностью грубая асимптота, что указывало на полностью грубый режим [33]. Тогда к + с
рассчитывался по уравнению (11) [19] с B = 5,0 и к = 0,41.

$$y^{+} = \frac{1}{\kappa} \ln(\kappa \, c^{+}) + B \quad 8{,}5 \tag{11}$$

Наконец, эквивалентная шероховатость песчаных зерен ks была определена для моделирования DPM
в этом полностью шероховатом режиме по уравнению (12).

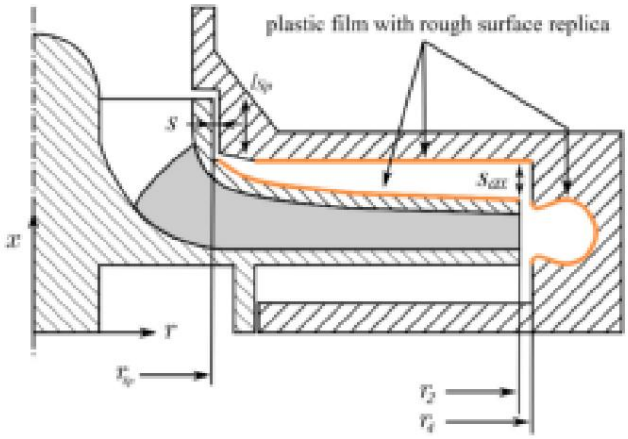
$$k_c = \frac{k_c^{+} \cdot \nu}{(\tau_{w,r}/\rho)^{0,5}} \tag{12}$$

Machine Translated by Google

2.6. Экспериментальная и численная установка для исследования
турбонасоса 2.6.1.

Численная установка После того, как эквивалентная шероховатость песчаных зерен ks была определена для чугуна на основе моделирования DPM, значение ks было указано на шероховатых стенках при моделировании турбонасоса, чтобы учесть эффекты шероховатости в насосе. Исследуемый насос представляет собой радиальный испытательный насос с удельной скоростью ns = 13,4 1/мин. Его конструкция была заимствована у промышленного насоса с небольшими изменениями. Меридиональный разрез насоса, а также наиболее важную информацию о геометрии можно найти на рисунке 14. Турбонасос ранее использовался нашим институтом для исследования поля потока [48] и потерь потока [2,49] или акустики [50] в радиальных турбонасосах с малыми удельными скоростями.

Для данного исследования расчеты URANS были выполнены для турбонасоса с использованием коммерческого решателя ANSYS CFX 2021 R1 (ANSYS Inc., Кэнонсбург, Пенсильвания, США). Уравнения , определяющие поток , решались на трехмерной сетке на основе метода конечных объемов. Стратегия решателя была неявной с высоким разрешением и обратной схемой Эйлера для пространственной и временной дискретизации. Использовался исполняемый файл решателя двойной точности. Блочно-структурированные сетки с шестигранными элементами были созданы с помощью ICEM CFD 18 (ANSYS Inc., Кэнонсбург, Пенсильвания, США). Все гидравлические компоненты насоса (крыльчатка, улитка, боковые камеры, уплотнительный зазор и трубы) рассматривались как трехмерные подобласти и создавались отдельно. Расчетная область с расположением условий притока и оттока, а также некоторые детали расчетной сетки показаны на рисунке 15. Для всех стен было реализовано среднее по площади расстояние от стены y = 1 со скоростью роста по нормали к стене 1,25, а все пограничные слои были решены с использованием 26 ячеек сетки со скоростью роста 1,25. Итоговая сетка насчитывает 25,1 млн элементов сетки с минимальным углом сетки 23 . Кроме того, соотношение сторон составляло 100 в 99,93% объема. Более высокие коэффициенты пропорциональности (>1000) допускались только на небольших участках (0,01% объема, в основном в выпускной трубе), чтобы предотвратить появление значительного количества элементов сетки в этих областях.



impeller radius	r_2 = 164.5 mm
inlet radius volute	r_4 = 168.5 mm
seal gap radius	r_{sp} = 62.14 mm
seal gap length	l_{sp} = 18.0 mm
gap width	s = 0.7 mm
entry height side chamber	s_{ax} = 13.0 mm

Рисунок 14. Наиболее важные геометрические параметры насоса и положение приклеенных пластиковых пленок для изучения эффекта шероховатости насоса. Показано в меридиональном разрезе рабочего колеса, боковых камер и улитки.

Использовались флюидные свойства воды при 20 C (плотность ρ = 997 кг/м3 , кинематический вязкость ν= 10 6 м2/с). Модель k-ω-SST [46] использовалась для замыкания, а эффекты кривизны линий тока учитывались с помощью модели Смирнова и Ментера [51]. Граница

Machine Translated by Google

Условия были заданы следующие: на входе всасывающего трубопровода определялось относительное статическое давление нулевого значения вместе с нулевой градиентной турбулентностью. Кроме того, на выходе из выпускной трубы был задан постоянный массовый расход. Предполагалось, что все стенки адиабатические и применяются условия прилипания. Эффекты шероховатости моделировались в решателе потока с использованием подхода Лехнера и Ментера [8]. Шероховатость песчаных зерен ks = 175 мкм для чугуна (определенная с помощью моделирования DPM в разделе 3.2) была указана для шероховатых стенок передней боковой камеры и улитки насоса. В этих местах на стенки экспериментального насоса также были нанесены микроструктурированные самоклеящиеся копии с чугунной шероховатостью . Следовательно, можно было гарантировать, что в насосе использовалась одинаковая шероховатость поверхности в одних и тех же местах как экспериментально, так и численно. Все остальные поверхности насоса предполагались гидравлически гладкими, поскольку изготовленный насос также прошел комплексную процедуру полировки.

Данные о производительности (напор, внутренний КПД) насоса были определены численно в четырех рабочих точках. Поэтому для определения рабочих точек были выбраны частота вращения n = 1450 1/мин и расход Q = (46; 65; 85; 93) м3/ч.

Для сопряжения вращающейся и неподвижной частей насоса использовался переходный метод ротор-статор с шагом по времени, равным повороту рабочего колеса на 1,5 . Сходимость была достигнута, когда максимальные остатки были меньше 5 · 10-3 и все контролируемые значения достигли стабилизированного состояния. Каждое моделирование выполнялось для 10 оборотов рабочего колеса , а усреднение по времени для статистического анализа данных о производительности проводилось за последний оборот рабочего колеса.

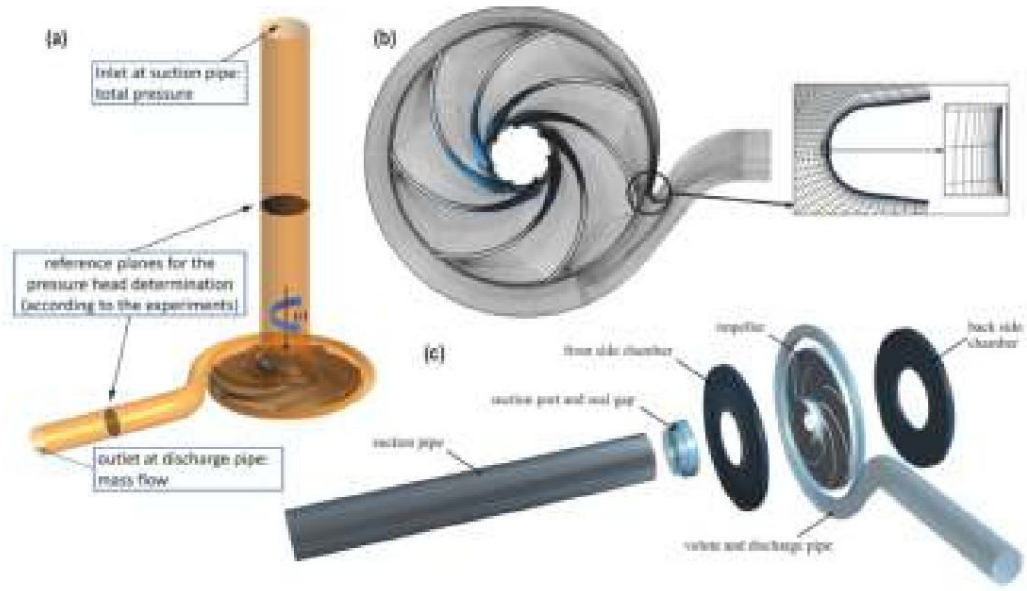


Рисунок 15. Модель турбонасоса. (a) Трехмерное изображение расчетной области с местами притока и оттока. (b) Сетка через рабочее колесо и улитку, а также подробный вид сетки вокруг язычка улитки и (c) область турбонасоса в разобранном виде.

2.6.2. Экспериментальная

установка Эксперименты с испытательным насосом (рис. 16) были проведены с целью обеспечить основу для проверки моделирования насоса с шероховатыми стенками. Поэтому исходный экспериментальный насос пришлось модифицировать, поскольку все детали насоса были изготовлены методом фрезерования на станке с ЧПУ с высокой размерной точностью, а внутренние поверхности после этого полировались, так что пограничные слои имели гидравлически гладкую структуру (ka 0,4 мкм). Чтобы учесть влияние шероховатости поверхности чугуна, полированные поверхности испытательного насоса были искусственно приданы шероховатости с помощью клейких пластиковых копий, содержащих структуру поверхности чугуна . Здесь площадь стенки с репликами была ограничена всей камерой всасывания и улиткой, поскольку в предыдущих исследованиях было показано, что б

Machine Translated by Google

в этих областях происходят потери из-за эффектов шероховатости [52]. Области, где в испытательном насосе была нанесена копия чугунной поверхности, показаны на рисунке 14.



Рисунок 16. Детали испытательного насоса. Рисунок взят из работы. [2].

Испытательный насос был установлен на испытательном стенде с замкнутым контуром (рис. 17), где (общий) напор Hp определялся путем измерения давления на стороне всасывания и нагнетания насоса с помощью, соответственно, четырех датчиков давления в двух кольцах. линии согласно DIN EN ISO 9906 (класс 1) [53]. Расход измерялся магнитоиндуктивным расходомером, а крутящий момент M и частота вращения n рабочего колеса определялись с помощью бесконтактного измерительного фланца для учета внутреннего КПД ηi по формуле:

$$= \frac{\rho \cdot g \cdot Hp \cdot Q\ \eta i}{M \cdot 2\pi n}. \quad (13)$$

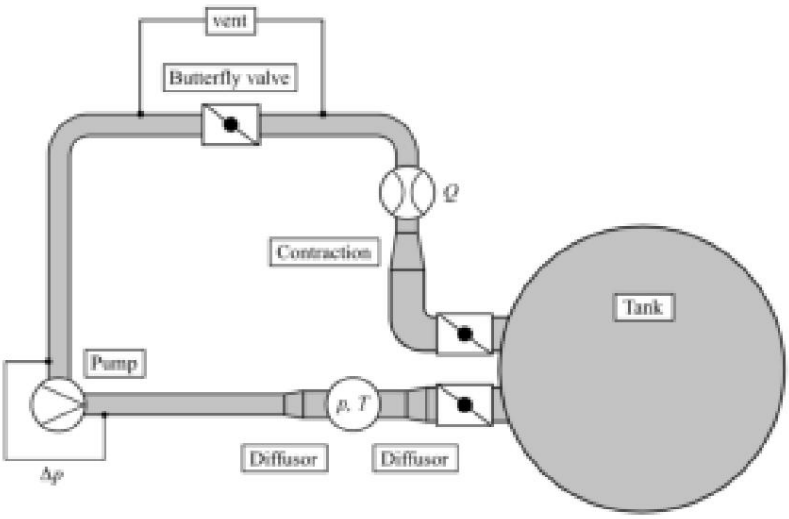


Рис. 17. Схематическое изображение испытательной установки с испытательным насосом.

3. Результаты и обсуждение.

3.1. Градиенты давления p/ x и профили скорости u+ = f(y +) в потоках в канале с шероховатостью

стенок. Градиенты давления, оцененные экспериментально и численно, представлены на рисунке 18. Относительное отклонение 5% достигается между измеренным и смоделированным градиентом давления в грубом канале для «средней» и «мелкой» сетки при ReH = 100 000. Моделирование с «грубой» сеткой имело более высокое отклонение, равное 10% от измеренного p/ x.

В диапазоне Re 250 000, где для чугуна присутствует полностью грубый режим (поясняется в следующих разделах), результаты «средней» и «мелкой» сетки также показывают аналогичные градиенты давления. «Грубая» сетка рассчитывает немного меньшие градиенты давления при таких высоких числах Рейнольдса. При ReH = 400 000 отклонение «грубой» и «мелкой» сетки составляет 10%, тогда как относительная разница между «средней» и «мелкой» сеткой составляет всего 2%.

Machine Translated by Google

Ввиду схожести результатов на сетках «средняя» и «мелкая» между собой, а также из-за хорошего согласия с экспериментальными данными, моделирование на сетке «средняя» используется для последующей оценки и расчета значение ks .

На основе градиентов давления и процедуры, описанной в разделе 2.5, для Одномерные профили скорости $^{+}$ моделирования DPM было достигнуто не- = f(y +) . u примерный график скорости для «середины» сетки при ReH = 350 000 показан на рисунке 19. Показанный профиль скорости был достигнут при высоких числах Рейнольдса, где присутствует полностью грубый режим. На этом рисунке можно увидеть значительное смещение смоделированного профиля вниз по сравнению с логарифмическим законом в гладком пограничном слое. Кроме того, имеется четкое соответствие логарифмического профиля скорости в режиме шероховатости по уравнению (2) и моделируемому. Это согласие искалось для каждого моделирования DPM для расчета =f(k,ц, шероховатости $^{+}$ u + k +), которые б в следующем разделе.

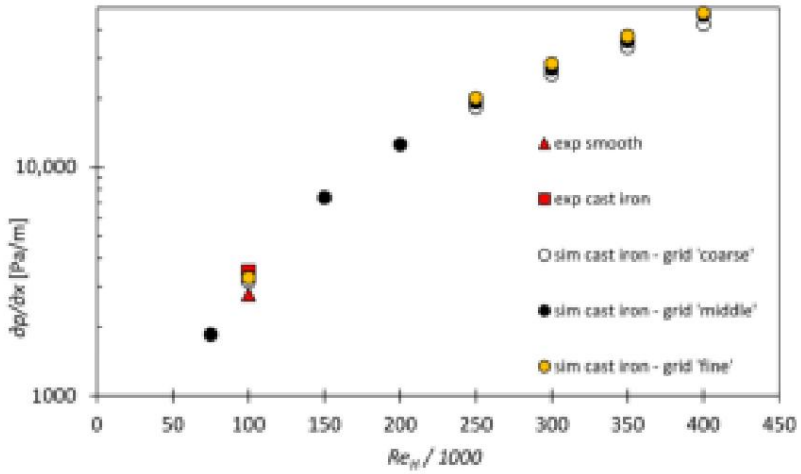


Рис. 18. Экспериментально и численно оцененные градиенты давления в каналах с чугунной поверхностью. Кроме того, было добавлено экспериментальное значение плавного потока в канале при ReH = 100 000, чтобы показать способность DPM моделировать эффекты шероховатости в канале. Обратите внимание: погрешности измерений давления не отображаются, но составляют менее 1% от средних значений.

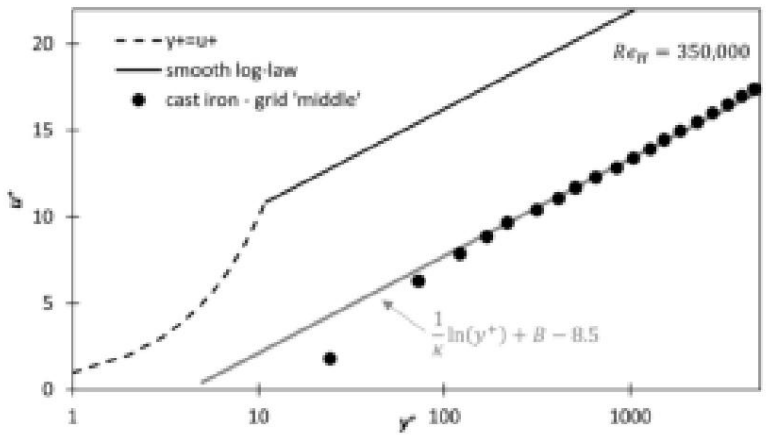


Рис. 19. Безразмерный профиль скорости для моделирования DPM с шероховатостью чугуна при Re = 350 000. Для определения логарифмического закона в режиме шероховатости по уравнению (2) использовались константы к = 0,41 и B = 5,0 . . Понижение передачи было идентифицировано как u + = 8,5.

Machine Translated by Google

3.2. Определение эквивалентной шероховатости песка ks в полностью шероховатом режиме

Функция шероховатости $\Delta U^+ = f(k_s^+)$ изображен на рисунке 20 для определения полностью чернового режима, в котором можно определить подходящее значение ks для чугуна. Кроме того, в этот график включена функция шероховатости однородного песка из Никурадсе [54] . Как видно из этого рисунка, возникающее асимптотическое поведение наблюдается для чугуна выше числа Рейнольдса ReH = 250 000, что указывает на полностью грубый режим при более высоки

В этих полностью грубых режимах значение ks можно определить по уравнению (11) и уравнению (12). В Таблице 5 суммированы значения ks для моделирования при самых высоких числах Рейнольдса. Аналогичные значения ks с отклонениями менее 5% от среднего значения достигаются для чисел Рейнольдса, при которых присутствует полностью грубый режим. Шероховатость зерен песка составляет среднее значение 175 мкм. По сравнению с широким диапазоном значений шероховатости песка для поверхности чугуна из литературы (таблица 1 на стр. 3), значения ks, определенные в этом исследовании, находятся рядом с нижними пределами для ks чугуна, о которых сообщалось в экспериментальных исследованиях в ссылках. [3,13–15,17].

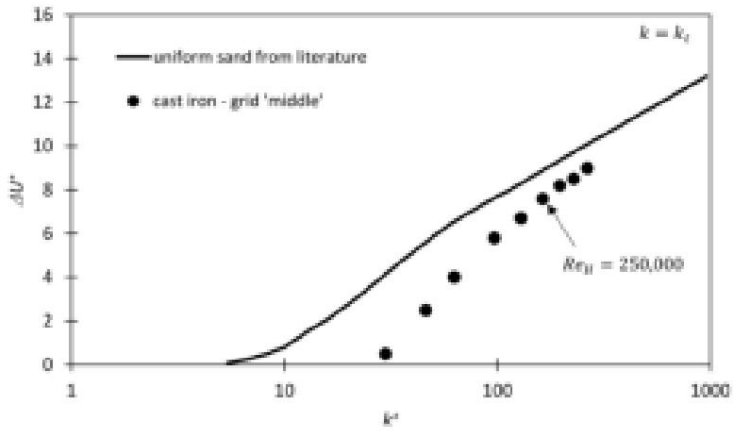


Рис. 20. Функция шероховатости $\Delta U^+ = f(k_s^+)$ шероховатости чугуна при моделировании с сеткой «середина». На рисунке представлена функция шероховатости однородного песка из Никурадзе [54] .

Таблица 5. Расчетные значения ks для моделирования DPM с поверхностью чугуна при высоких числах Рейнольдса.

Re	Чугун Сетка «Средняя»
250 000	ks = 168 мкм
300 000	ks = 179 мкм
350 000	ks = 174 мкм
400 000	ks = 184 мкм
средний	ks = (176 ± 8) мкм

После определения значения ks также проверялось, коллапсирует ли функция шероховатости $\Delta U^+ = f(k_s^+)$ с функцией однородного песка из Никурадзе [54]. Это показано на рисунке 21. Превосходное соответствие функции шероховатости заметно в режиме полной шероховатости. Это показывает, что определенные значения ks для чугуна будут указывать на тот же эффект шероховатости в потоке, что и для однородного песка той же высоты. Это необходимо для применения значения ks для моделирования шероховатости в следующем моделировании турбонасоса и демонстрирует, что методология определения ks с помощью DPM дает приемлемые результаты.

Machine Translated by Google

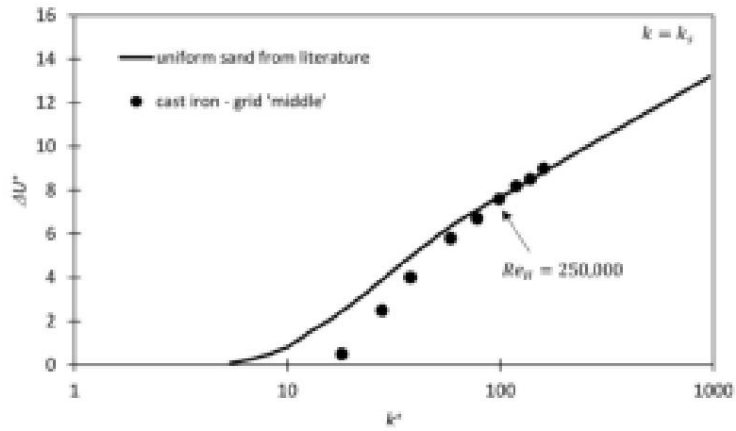


Рис. 21. Функция шероховатости u + = f(k s) для шероховатости чугуна. На рисунке представлена функция шероховатости однородного песка из Никурадзе [54] .

3.3. Моделирование данных производительности радиального турбонасоса с шероховатостью стенок

Смоделированные кривые напора Hp = f(Q) и эффективности ηi = f(Q) отображаются и сравниваются с экспериментально наблюдаемыми данными производительности на рисунках 22 и 23. Кроме того, отображаются смоделированные и измеренные кривые производительности турбонасоса с гидравлически гладкими стенками. Существует хорошее соответствие данных о производительности между результатами моделирования с реализованным значением ks и измерениями насоса с шероховатыми поверхностями. Абсолютные отклонения между экспериментами и численными результатами колеблются в пределах (0,1–1,1) м для напора Hp и (1,7–3,6)% для эффективности ηi по всем кривым производительности. Эти отклонения от экспериментальных значений могут быть гораздо больше, если ks оценивается с использованием эмпирических корреляций или других литературных значений, например, из таблицы 1. Сравнение характеристик насоса с тремя по-разному оцененными значениями ks для чугуна приведено на рисунке 24.

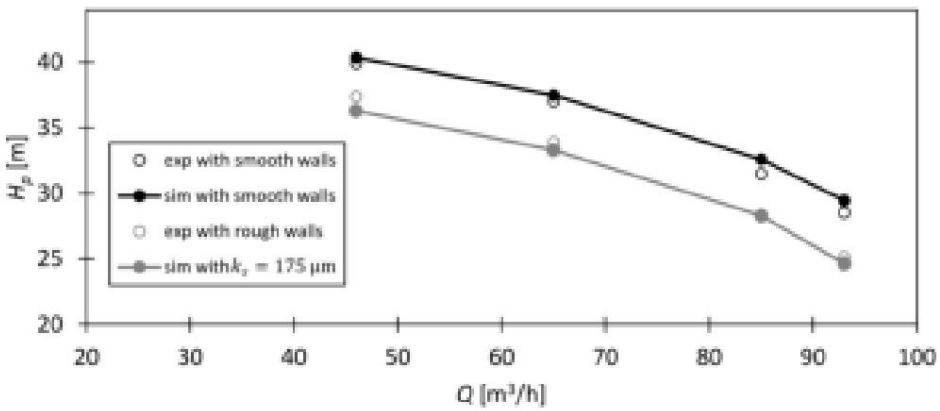


Рис. 22. Экспериментально и численно оцененная кривая напора Hp = f(Q) радиального турбонасоса. Обратите внимание: погрешности измерения характеристик насоса не отображаются, но составляют менее 1% от средних значений.

Кроме того, можно провести сравнение турбонасоса с шероховатыми и гидравлически гладкими стенками. На рисунке 22 показано постоянное снижение напора Hp 4 м от случая моделирования «гладкой стены» к случаю моделирования «шероховатой стены». Влияние на эффективность насоса будет еще больше, если при моделировании не учитывать эффекты шероховатости. Постоянное абсолютное смещение около ηi 10 % присутствует между симуляциями с учетом шероховатости и без него. Эти результаты показывают важность

Machine Translated by Google

учета эффектов шероховатости при моделировании турбонасосов с низкими удельными скоростями. Современные гидравлические компоненты (крыльчатка, боковые камеры, улитка) насоса изготовлены из чугуна или чугуна, который может иметь значительную высоту шероховатостей, особенно с увеличением времени работы насоса. Как уже показано на рисунках 1 и 23, могут существовать значительные расхождения между экспериментами с изготовленным насосом и моделированием потока насоса, спроектированного с помощью компьютера, если эти неровности не учитываются при моделировании.

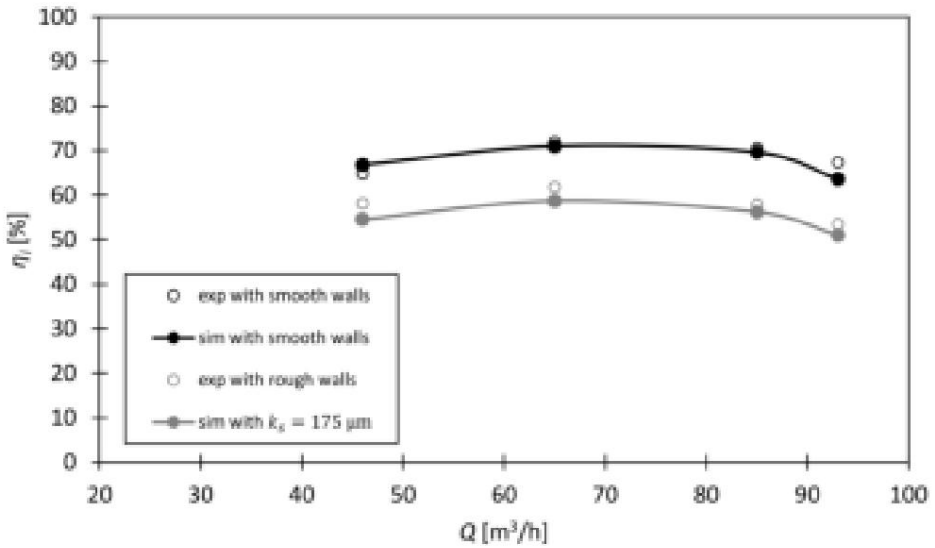


Рис. 23. Экспериментально и численно оцененная кривая эффективности ηi = f(Q) радиального турбонасоса . Обратите внимание: погрешности измерения характеристик насоса не отображаются, но составляют менее 1% от средних значений.

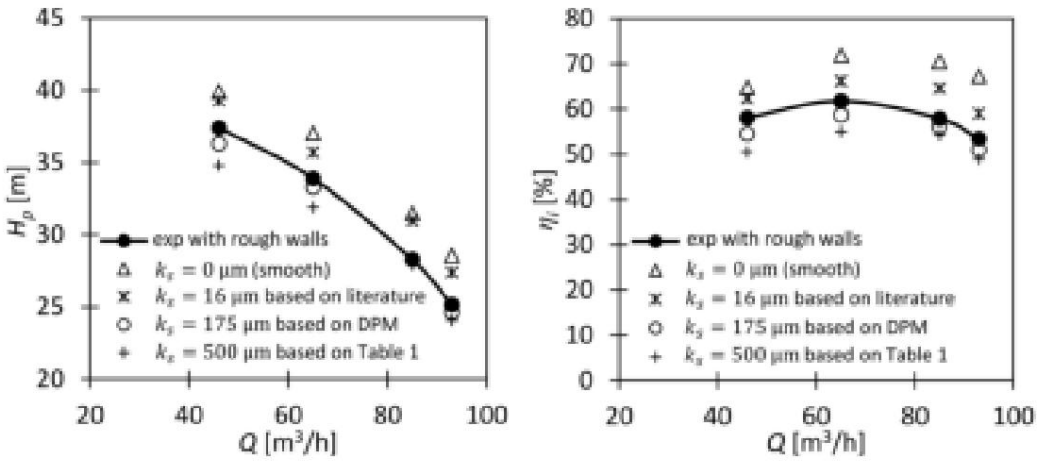


Рис. 24. Численная оценка характеристик радиального турбонасоса. Значения ks для чугуна оценивались тремя различными методами: во-первых, путем эмпирической корреляции из литературы [21]. Во-вторых, по процедуре ДПМ. В-третьих, было выбрано репрезентативное значение из таблицы 1 .

4. Ограничения

Хотя использование DPM показывает многообещающие результаты, метод все еще находится на ранней стадии разработки. В связи с этим DPM пытается аппроксимировать сопротивление в 3D-потоке, вычисляя значения 2D-сопротивления для обычных форм тела. Предположение об использовании 2D-значений сделано, поскольку 3D-структура шероховатости (в слое пористых ячеек высотой в одну ячейку) проецируется на грани ячейки в продольном и поперечном направлении, чтобы создать 2D-формы в продольном напр

Machine Translated by Google

и по размаху соответственно. Это приводит к различным значениям сопротивления для разных направлений, которые используются для оценки падения давления в трехмерном потоке над ячейкой. Следующим шагом в расширении метода будет поиск оптимизированного способа моделирования стока давления для каждой идеализированной правильной формы тела в пористых ячейках. Это может быть выполнено, например , на основе оптимизации ИИ, где каждой идеализированной форме тела в ячейке присваивается соответствующий оптимизированный ИИ коэффициент сопротивления cd . Кроме того, на значение cD будет влиять соседние элементы шероховатости , чего в настоящее время нет в формулировке DPM. Одним из следующих шагов будет интеграция этого влияния. Все эти моменты показывают, что ДПМ еще есть возможности для совершенствования. Тем не менее, определение ks работает хорошо, несмотря на упрощения и допущения: грубое моделирование потока в канале дает значение, сравнимое с экспериментом (рис. 18), значение ks находится в диапазоне, указанном в литературе (таблицы 1 и 5), а насос характеристики моделирования хорошо согласуются с экспериментами (рис. 22 и 23).

При сравнении исходного скана чугуна с репликой (таблица 2) было обнаружено, что важные геометрические параметры, такие как kt и ka, были схожи между двумя поверхностями. Однако параметры поверхности Sk и ES различались между поверхностями, что можно объяснить процессом изготовления реплики. На первоначальную цель данной статьи не влияет то, что значение ks может быть разумно определено для произвольной шероховатости поверхности с помощью DPM, поскольку все экспериментальные и численные результаты относятся к реплике. Однако из-за различных параметров поверхности может повлиять сопротивление шероховатого пограничного слоя между сканированием и репликой, что также может повлиять на ks . В связи с этим исходная чугунная поверхность могла иметь более высокую шероховатость песка, чем копия, из-за большей асимметрии и эффективного уклона [22]. В будущих исследованиях мы постараемся еще больше оптимизировать производственный процесс, чтобы сблизить параметры поверхности между сканированием и репликой.

Кроме того, моделирование потока в канале DPM было только что проверено при одном числе Рейнольдса (ReH = 100 000). К сожалению, не удалось проверить шероховатость чугуна и для более высокого Re . Причина в том, что насос испытательной установки не может преодолеть высокие потери при более высоком Re. В настоящее время испытательный стенд модифицирован таким образом, чтобы в будущем оценку шероховатости можно было проводить при более высоких числах Рейнольдса.

5. Выводы

Настоящее исследование демонстрирует новый и эффективный по времени подход к моделированию того, как определить эквивалентную шероховатость песка ks для неравномерно распределенных шероховатостей поверхности. Значения ks затем можно использовать при моделировании шероховатости сложных потоков , например, в турбомашинах, для правильного учета данных о производительности.

С помощью разработанного вами метода дискретной пористости (DPM) можно вычислить эффект, связанный с шероховатостью в моделировании, без прямого решения полной топологии шероховатости. Это достигается за счет разделения расчетной сетки на три зоны и разной обработки управляющих уравнений в каждой зоне. Во-первых, это твердые клетки, полностью погруженные в шероховатую поверхность. Таким образом, поток полностью отсекается от сети. Во-вторых, существуют жидкие ячейки, в которых решаются определяющие уравнения. В-третьих, существуют пористые ячейки, частично закрытые элементами шероховатости и жидкостью. Элементы шероховатости в этих пористых ячейках были смоделированы идеализированными формами тел, которые вызывают сопротивление сопротивлению и, следовательно, снижение давления в потоке.

Моделирование потока в канале с неравномерно распределенной поверхностью чугуна было рассчитано с помощью DPM при различных числах Рейнольдса. Профили скорости, полученные при моделировании DPM, показали смещение кривых вниз, которое увеличивается с увеличением числа Рейнольдса и, таким образом, с увеличением эффекта шероховатости. С помощью этого смещения вниз была построена функция шероховатости $= f(\kappa^+)$ для идентификации полностью грубого режима, в котором можно определить значение ks исследуемой шероховатости. Для чугуна определено значение ks 175 мкм , что соответствует литературным данным для чугуна. Результаты моделирования насоса, выполненного с эквивалентной шероховатостью песка чугуна, показали хорошее согласие с экспериментальными измерениями.

Machine Translated by Google

Таким образом, DPM представляет собой многообещающий метод определения значений ks черновых поверхности. Время вычислений метода невелико по сравнению с прямым разрешением неровности с помощью моделирования потока. Кроме того, DPM предоставляет только одно значение ks. для конкретной сканируемой поверхности, например, для чугуна, тогда как в литературе указывается широкий диапазон значений ks для набора чугунных поверхностей. Оба пункта позволят разработчикам турбонасосов более точно учитывать шероховатые поверхности при моделировании проектов в будущем.

В последующей работе DPM будет использоваться для определения ks для различных поверхностей чугуна. в различных частях турбонасоса, например, в рабочем колесе или боковых камерах. Этот будет использоваться для исследования влияния зональной шероховатости (и различных ее поверхностей топологии) на производительность насоса. Кроме того, интерес для авторов представляет более глубокая понимание течения в грубых боковых камерах радиального насоса с малыми нс . поток в боковых камерах демонстрирует сильное взаимодействие с соседними частями насоса [2] и имеет решающее значение для производительности насоса и действующих сил потока в насосе.

Дополнительные материалы. Следующую вспомогательную информацию можно загрузить по адресу: https://. www.mdpi.com/article/10.3390/ijtpp8010005/s1, Таблица S1: Значения CD для левого прямоугольного треугольника. Таблица S2: Значения CD для прямоугольного треугольника. Таблица S3: Значения CD для центрированного треугольника кончика. Таблица S4: Значения CD для прямоугольников.

Вклад авторов: концептуализация, BT и F.-HW; методология, DVD и БТ; программное обеспечение, DVD; валидация, DVD и BT; формальный анализ, БТ; расследование, БТ; ресурсы, Ф.-ХВ; данные курирование, БТ; написание — подготовка оригинального черновика, BT и DVD и F.-HW; визуализация, БТ и DVD; надзор, Ф.-ХВ; администрация проекта, F.-HW; приобретение финансирования, F.-HW All авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Работа выполнена при финансовой поддержке АиФ в рамках программы «Промышленный коллектив». Исследования (IGF, проект 19024 BR/1) и Forschungskuratorium Maschinenbau eV (проект 7038900).

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: значения cD идеализированных форм в процедуре DPM сохраняются в база данных. Эта база данных представлена в дополнительных материалах.

Конфликты интересов: Спонсоры не играли никакой роли в разработке исследования; в сборе, анализах, или интерпретация данных; в написании рукописи; или в решении опубликовать результаты.

Номенклатура

А	площадь, м2
Б	постоянная, B = 5,0
б	ширина, м
———	коэффициент лобового сопротивления, -
ES	эффективный уклон, -
эз	единичный вектор, параллельный оси z, -
ФД	сила сопротивления, Н
г	гравитационная постоянная, м/с2
ЧАС	высота канала, м
л.с.	напор, м
Ч	высота/отметка, м
к	турбулентная кинетическая энергия, м2/с2
ка	средняя высота неровностей, м
КТ	высота шероховатости от пика до впадины, м
КРМС	Среднеквадратическая высота шероховатости, м
КС	эквивалентная шероховатость песка, м
л	длина, м
М	крутящий момент, Нм
м˙	массовый расход, кг/с

Machine Translated by Google

н	скорость вращения, 1/мин
нс	удельная скорость, 1/мин
п	давление, Па
вопрос	расход, м3/с
р	радиус, м
РеХ	канал Число Рейнольдса ub · H/ν, -
С	источник термина, Па/м
Ск	перекос, -

t, время T, с

Скорости u, v, w, м/с

уб	объемная скорость, м/с _____
uτ	скорость трения τw/ρ, м/с
u +	понижение передачи из-за неровностей, -
x, y, г	направления, м
α	коэффициент площади, -
β	Угол притока и оттока,
ν	кинематическая вязкость, м2/с
νt	вихревая вязкость, м2/с
ρ	плотность, кг/м3
τw	напряжение сдвига стенки, Па
ω	удельная скорость диссипации, 1/с

Под-, надстрочные индексы и операторы

б объемный	
клетка	клетка
ЧАС	высота канала
я,	пространственные направления
Джей	прогнозируемый
проект опт	оптимальный / BEP
р	грубый
———————	среднеквадратичный
с	гладкий
тотал	общий
/д	приращение
	бесплатный поток
	вектор
+	масштабирование с помощью настенных модулей (uτ, ν)
. . .	усредненное по времени количество
~~	среднее количество

Сокращения

БЭП	лучшая точка эффективности
дольный крыс	граничное условие
DNS	прямое численное моделирование

Метод дискретной пористости DPM
Отн. Дев. относительное отклонение

Ре	Число Рейнольдса
———————	среднеквадратичный

URANS нестационарный усредненный по Рейнольдсу Навье-Стокса

2D	двумерный
3D	трехмерный

Ссылки

1. Вьет, Д.Д.; Кумар, Дж.; Вурм, Ф.Х. Моделирование шероховатости стенок при моделировании течения. В материалах IV Интернационала Конференция по вращающемуся оборудованию, Висбаден, Германия, 23–24 сентября 2019 г.; Бумага № 071; стр. 1–11.
2. Юкеландт, К.; Блик, С.; Вурм, Ф.Х. Анализ потерь в центробежных насосах с низкой удельной скоростью с гладким и шероховатым режимом Стены. В материалах 11-й Европейской конференции по турбомашиностроению, Мадрид, Испания, 23–26 марта 2015 г.; Мартелли, Ф., Диас, Р.В., ред., 2015; стр. 1–10.
3. Шлихтинг, Х.; Герстен, К. Теория пограничного слоя, 9-е изд.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2017.
4. Шлихтинг, Х. Experimentelle Untersuchungen zum Rauhigkeitsproblem. Инж.-арх. 1936, 7, 1–34. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

5. Ротта, JC Das в Wandnähe gültige Geschwindigkeitsgesetz turbulenter Strömungen. Инж.-арх. 1950, 18, 277–280. [Перекрестная ссылка]
6. Флэк, штат Калифорния; Шульц, член парламента; Шапиро, Т.А. Экспериментальная поддержка гипотезы подобия чисел Рейнольдса Таунсенда на шероховатых стенах. Физ. Жидкости 2005, 17, 35102. [CrossRef]
7. Флэк, штат Калифорния; Шульц, М.П. Обзор шкал гидравлической шероховатости в полностью шероховатом режиме. Дж. Жидкости Eng. 2010, 132, 41203. [Перекрестная ссылка]
8. Лехнер, Р.; Ментер, Ф.Р. Разработка граничного условия шероховатой стенки для моделей турбулентности на основе омега-метров: TR-04-04, Шероховатые стены 1.1; ANSYS CFX: Оттерфинг, Германия, 2004 г.
9. Апсли, Д. Расчет турбулентного потока с произвольной шероховатостью стенки с помощью CFD. Флоу Турбул. Сжечь. 2007, 78, 153–175. [Перекрестная ссылка]
10. Опуа, Б. Моделирование шероховатости стен с помощью модели KW SST. В материалах 10-го Международного симпозиума ERCOFTAC по инженерному моделированию и измерениям турбулентности, Марбелья, Испания, 17–19 сентября 2014 г.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2014.
11. Уилкокс, Д.К. Возвращение к формулировке модели турбулентности k-omega. AIAA J. 2008, 46, 2823–2838. [Перекрестная ссылка]
12. Кнопп, Т.; Эйсфельд, Б.; Кальво, Дж.Б. Новое расширение k-моделей турбулентности для учета шероховатости стенок. Межд. J. Поток теплоносителя 2009, 30, 54–65. [Перекрестная ссылка]
13. Вагнер, В. Стрёмунг и Дрюкверлюст, 6-е изд.; Фогель: Вюрцбург, Германия, 2008 г.
14. Фрид Э.; Идельчик, И.Е. Сопротивление потоку: Руководство по проектированию для инженеров, первое изд.; Тейлор и Фрэнсис: Филадельфия, Пенсильвания, США, 1997.
15. Эртель-младший, Х.; Бёле, М.; Дорманн, У. Стрёмунгсмеханик: Grundlagen – Grundgleichungen – Lösungsmethoden – Softwarebeispiele, 5-е изд.; Vieweg+Teubner: Висбаден, Германия, 2009 г.
16. Гулих, Центробежные насосы Дж. Ф., 3-е изд.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2014.
17. Уайт, Ф.М. Механика жидкости, 4-е изд.; МакГроу-Хилл: Бостон, Массачусетс, США, 1998 г.
18. Бонс, Дж. П. Обзор эффектов шероховатости поверхности в газовых турбинах. Я. Турбомах. 2010, 132, 021004. [CrossRef]
19. Шульц, депутат; Флэк К.А. Турбулентные пограничные слои на систематически изменяющейся шероховатой стенке. Физ. Жидкости 2009, 21, 015104. [Перекрестная ссылка]
20. Сигал А.; Данберг, Дж. Э. Новая корреляция влияния плотности шероховатости на турбулентный пограничный слой. AIAA J. 1990, 28, 554–556. [Перекрестная ссылка]
21. ван Рей, Дж.А.; Белнап, Би Джей; Лиграни, П.М. Анализ и эксперименты по изучению трехмерной неровной шероховатости поверхности. Дж. Жидкости англ. 2002, 124, 671. [CrossRef]
22. Чанг, Д.; Хатчинс, Н.; Шульц, член парламента; Флэк, К.А. Прогнозирование сопротивления неровных поверхностей. Анну. Преподобный Fluid Mech. 2021, 53, 439–471. [Перекрестная ссылка]
23. Форуги, П.; Стро, А.; Маганьято, Ф.; Якирлич, С.; Фронапфель, Б. На пути к универсальной корреляции шероховатости. Дж. Жидкости Eng. 2017, 139, 121201. [CrossRef]
24. Чан, Л.; Макдональд, М.; Чанг, Д.; Хатчинс, Н.; Ооой, А. Систематическое исследование высоты и длины волны шероховатостей в турбулентное течение в трубе в переходно-грубом режиме. Дж. Гидромеханика. 2015, 771, 743–777. [Перекрестная ссылка]
25. Юань Дж.; Пиомелли, У. Оценка и прогнозирование функции шероховатости реалистичных поверхностей. Дж. Турбул. 2014, 15, 350–365. [Перекрестная ссылка]
26. Буссе А.; Тайсон, СЈ; Сэндхэм, Северная Дакота; Лютцнер, М. DNS турбулентного канального течения на инженерных шероховатых поверхностях. В материалах 8-го Международного симпозиума по явлениям турбулентности и сдвигового потока, Пуатье, Франция, 28–30 августа 2013 г.
27. Бураттини, П.; Леонарди, С.; Орланди, П.; Антония, Р.А. Сравнение экспериментов и прямого численного моделирования в течение в канале с неровностями на одной стенке. Дж. Гидромеханика. 2008, 600, 403–426. [Перекрестная ссылка]
28. Таккар, М.; Буссе, А.; Сандхэм, Н. Д. Поверхностные корреляции гидродинамического сопротивления для переходно-шероховатых инженерных поверхностей. Дж. Турбул. 2017, 18, 138–169. [Перекрестная ссылка]
29. Таккар, М.; Буссе, А.; Сандхэм, Н.Д. Прямое численное моделирование турбулентного течения в канале над суррогатом типа Никурадзе. шероховатость. Дж. Гидромеханика. 2018, 837, P1. [Перекрестная ссылка]
30. Буссе А.; Лютцнер, М.; Сандхэм, Н. Прямое численное моделирование турбулентного потока по шероховатой поверхности на основе сканирования поверхности. Вычислить. Жидкости 2015, 116, 129–147. [Перекрестная ссылка]
31. Форуги, П. Вайденленер, А.; Маганьято, Ф.; Бём, Б.; Кубач, Х.; Кох, Т.; Фронапфель, Б. DNS импульса и теплопередачи по шероховатым поверхностям на основе реалистичной геометрии отложений в камере сгорания. Межд. J. Поток теплоносителя 2018, 69, 83–94. [Перекрестная ссылка]
32. Флэк, К.А.; Шульц, член парламента; Роуз, В.Б. Возникновение эффектов шероховатости в переходно-грубом режиме. Межд. J. Поток теплоносителя 2012, 35, 160–167. [Перекрестная ссылка]
33. Флэк, К.А.; Шульц, М.П. Влияние шероховатости на турбулентные потоки, ограниченные стенками. Физ. Жидкости 2014, 26, 101305. [CrossRef]
34. Флэк, К.А.; Шульц, член парламента; Коннелли, Дж. С. Исследование критической высоты шероховатости на предмет подобия внешнего слоя. Физ. Жидкости 2007, 19, 095104. [CrossRef]
35. Шульц, депутат; Флэк, К.А. Масштабирование турбулентного течения в канале по числу Рейнольдса. Физ. Жидкости 2013, 25, 25104. [CrossRef]
36. Буссе А.; Сандхэм, Н.Д. Параметрический подход к турбулентному течению в канале с шероховатыми стенками. Дж. Гидромеханика. 2012, 712, 169–202. [Перекрестная ссылка]
37. Форуги, П.; Фронапфель, Б.; Маганьято, Ф.; Буссе А. Модифицированный подход параметрического воздействия для моделирования шероховатостей. Межд. Дж. Поток теплоносителя 2018, 17, 200–209. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

38. Джонс, младший, округ Колумбия. Улучшение расчета турбулентного трения в прямоугольных воздуховодах. Дж. Жидкости Eng. 1976, 98, 173–180. [Перекрестная ссылка]
39. ЕН ИСО 5167-1:2003; Измерение расхода жидкости с помощью устройств перепада давления, вставленных в заполненные трубопроводы круглого сечения. Часть 1: Общие принципы и требования (ISO 5167-1:2003). Немецкая версия EN ISO 5167-1:2003; ИСО: Женева, Швейцария, 2003 г.
40. Белл, Дж. Х.; Мета, научный руководитель проекта по сокращению небольших низкоскоростных аэродинамических труб. ДЖИАА Тр. 84 1988. Доступно онлайн: https: //ntrs.nasa.gov/api/citations/19890004382/downloads/19890004382.pdf (по состоянию на 29 января 2023 г.).
41. Тейлор, Р.П.; Коулман, Х.В.; Ходж, Б.К. Прогнозирование турбулентного трения о шероховатую оболочку с использованием подхода дискретных элементов. Дж. Жидкости Eng. 1985, 107, 251–257. [Перекрестная ссылка]
42. Маганьято, Ф.; Бюлер, С.; Габи, М. Моделирование шероховатости стен для RANS и LES с использованием метода дискретных элементов. В материалах Международного конгресса теоретической и прикладной механики (ICTAM); Денье, Дж., Ред.; Международный союз теоретической и прикладной механики: Аделаида, Австралия, 2008 г.
43. Притц, Б.; Маганьято, Ф.; Габи М. Исследование влияния шероховатости поверхности на пульсирующий поток в камерах сгорания с LES. В Springer Proceedings in Physics; Ю, С.Д., Ред.; Springer: Берлин/Гейдельберг, Германия, 2008 г.; стр. 69–76.
44. Стрипф, М.; Шульц, А.; Бауэр, Х. Дж. Моделирование перехода пограничного слоя с шероховатой стенкой и теплопередачи на крыльях турбины. Я. Турбомах. 2008, 130, 21003. [CrossRef]
45. Ментер, Ф.Р. Передовая практика: моделирование с масштабным разрешением в ANSYS CFD; ANSYS CFX: Оттерфинг, Германия, 2015 г.
46. Ментер Ф.Р. Двухуравненные модели вихревой вязкости турбулентности для инженерных приложений. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605. [Перекрестная ссылка]
47. Фрелих, Дж. Моделирование турбулентного потока Large Eddy Strömungen, 1-е изд.; Тойбнер: Висбаден, Германия, 2006 г.
48. Витте, М.; Торнер, Б.; Вурм, Ф.Х. Анализ нестационарных структур потока в радиальной турбомашине с использованием правильного ортогонального разложения. В материалах ASME Turbo Expo 2018; Осло, Норвегия, 11–15 июня 2018 г.; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2018 г.
49. Юкеландт, К. Experimentelle und numerische Untersuruchung der Strömung in Pumpen Kleiner Spezifischer Drehzahl unter. Berücksichtigung des Rauheitseinflusses. доктор философии Диссертация, Университет Ростока, Росток, Германия, 2017.
50. Витте, М.; Блик, С.; Бенц, К.; Вурм, Ф.Х. Принципиальное экспериментальное исследование акустического поведения насосов. В материалах INTER-NOISE 2016–45-го Международного конгресса и выставки «Техника контроля шума: на пути к более тихому будущему», Гамбург, Германия, 21–24 августа 2016 г. 2016 г.; стр. 7666–7674.
51. Смирнов, Ч.П.; Ментер, Ф.Р. Повышение чувствительности модели турбулентности SST к вращению и кривизне путем применения поправочного члена Спаларта – Шура. Я. Турбомах. 2009, 131, 041010. [CrossRef]
52. Юкеландт, К.; Вурм, Ф.Х. Применимость подхода пристеночных функций при моделировании турбомашин. На выставке ASME Turbo Expo 2015; ASME., Ред.; ASME: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2015 г.; стр. 1–10.
53. DIN EN ISO 9906; Ротодинамические насосы — приемочные испытания гидравлических характеристик — классы 1, 2 и 3 (ISO 9906:2012); немецкий версия EN ISO 9906:2012; ИСО: Женева, Швейцария, 2012 г.
54. Никурадсе, Дж. Strömungsgesetze в раухен Рорен. VDI-Forschungsheft 1933, 4. Доступно в Интернете: https://www.scirp.org/(S(35). 1jmbntvnsjt1aadkozje))/reference/referencespapers.aspx?referenceid=2054940 (по состоянию на 18 октября 2022 г.).

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Активная турбулентность. Турбулентность притока, управляемая сеткой, и Воспроизведение полей потока теплообменника в вентиляторах

Феликс Чвилонг * и Стефан Беккер

Институт механики жидкости, Университет Фридриха-Александра Эрланген-Нюрнберг, Cauerstr. 4,
91058 Эрланген, Германия
* Адрес для переписки: felix.czwielong@fau.de

Аннотация: Представлена новая активная турбулентная сетка Института механики жидкости ФАУ Эрланген- Нюрнберг. Основное внимание в этой сетке уделяется не фундаментальным исследованиям механики жидкости, как это обычно бывает с сетками активной турбулентности, а созданию определенных условий притока для осевых вентиляторов. Таким образом, с помощью активной турбулентной сетки можно изменять отдельные характеристики турбулентности потока к вентилятору; следовательно, можно проанализировать фундаментальные взаимодействия между механикой потока у осевого вентилятора и звуковым излучением. Кроме того, в центре внимания исследований находится воспроизведение полей течения теплообменников с помощью активной турбулентной сетки. Исследования показали , что можно использовать сетку активной турбулентности для создания заданных условий притока для осевых вентиляторов. Также удалось воспроизвести поля течения теплообменника как для средних значений турбулентности, так и для пространственных распределений. Было обнаружено, что сетка наводит тональные компоненты, обусловленные приводными двигателями, но также и то, что собственный шум не оказывает существенного влияния на спектр исследуемых вентиляторов. На основе выбранных характеристик турбулентности обнаружены прямые корреляции между пространственным распределением уровня турбулентности и звуковым излучением на первой частоте прохождения лопаток осевого вентилятора. По мере увеличения дисперсии уровня турбулентности звуковое излучение тональных составляющих становится более выраженным. Однако общий уровень звукового давления в основном определяется низкочастотным широкополосным звуком. Для исследуемого осевого вентилятора обнаружена линейная зависимость между средним пространственным значением уровня турбулентности и общим уровнем звукового давления .

Ключевые слова: шум осевого вентилятора; активная турбулентная сетка; теплообменник; контролируемый приток; турбулентность притока; передний фронт шума

check for updates

Цитирование: Чвелонг, Ф.; Беккер, С. Активная турбулентность, управляемая сеткой Турбулентность притока и воспроизведение полей потока теплообменника в вентиляторах. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2023, 8, 1. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010001 .

Академический редактор: Марчелло Манна

Поступила: 30 августа 2022 г.
Пересмотрено: 30 ноября 2022 г.
Принято: 22 декабря 2022 г.
Опубликовано: 4 января 2023 г.

Копирайт: © 2023 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

Сетки турбулентности используются в аэродинамических трубах и испытательных стендах для осевых вентиляторов для создания повышенной интенсивности турбулентности, изменения масштабов длины и определенных полей потока [1,2]. Различают активные и пассивные турбулентные сетки. Пассивные турбулентные решетки состоят из жестких стоек, которые создают определенное отверстие и блокируют поле потока [3]. С другой стороны, решётки активной турбулентности (ATG) состоят из валов с прикрепленными к ним крыльями, называемыми генераторами турбулентности. Валы приводятся в движение двигателями, расположенными вне потока. Двигатели создают вращательное движение, которое передается на валы и генераторы турбулентности. Вращение генераторов турбулентности может влиять на интенсивность турбулентности, масштаб турбулентной длины и однородность поля течения [4]. Большим преимуществом активной сетки турбулентности является то, что с помощью одной сетки можно создать большое количество различных условий потока [5,6]. Параметры турбулентности регулируются путем изменения скорости вращения отдельных валов. Сетки активной турбулентности используются с 1991 г. для фундаментальных исследований течений и свойств турбулентности в аэродинамических трубах [7,8].
Обычно они работают в прямоугольном канале, и поток, создаваемый решетками, анализируется ниже по течению. В новом подходе активная сетка турбулентности будет использоваться для воспроизведения реальных полей потока и создания переменной турбулентности притока для осевых вентиляторов. Таким образом,

Machine Translated by Google

высокая изменчивость поля потока из-за активной сетки турбулентности используется и исследуется в контексте осевых вентиляторов. Отсюда возникают два вопроса, которые предстоит исследовать с помощью данного подхода. С одной стороны, предстоит изучить, насколько возможно воспроизвести реальные поля течения теплообменников. При этом возникает вопрос, чем отличается звуковое излучение вентилятора в реальном поле течения и в имитируемом поле течения. Такое реальное применение осевых вентиляторов с теплообменниками на стороне всасывания имеет особое значение, поскольку, с одной стороны, они используются в различных устройствах, находящихся в непосредственной близости от человека, таких как тепловые насосы [9]. С другой стороны, пока не до конца понятно, почему теплообменник на стороне всасывания может увеличивать звуковое излучение осевых вентиляторов [10,11]. Кроме того, полное CFD-моделирование поля потока через теплообменники до сих пор невозможно [12,13]. Если имитация реальных полей потока с помощью АТГ окажется успешной, то в будущих экспериментальных исследованиях в области тепловых насосов и кондиционирования воздуха можно будет избежать громоздких изменений между множеством теплообменников. Это сэкономит время как в исследованиях, так и в промышленных компаниях. Второй вопрос, на который следует ответить с помощью активных сеток, заключается в том, как происходит физическое взаимодействие между турбулентностью притока к осевым вентиляторам и результирующей генерацией звука [14]. С помощью активной сетки турбулентности можно самостоятельно регулировать характеристики турбулентности потока, в отличие от жестких сеток турбулентности. Так, в литературе показано, что при малых скоростях вращения генераторов турбулентности можно изменять интегральный масштаб длины, сохраняя при этом уровень турбулентности постоянным. С другой стороны, при высоких скоростях вращения можно было изменять уровень турбулентности, при этом масштаб длины оставался неизменным [15]. Эта функция дает возможность исследовать влияние отдельных параметров турбулентности на спектр звукового давления осевых вентиляторов и, таким образом, лучше понять механизмы генерации звука. Однако для использования активной сетки турбулентности в этом контексте ее необходимо исследовать на

с одной стороны, может ли произойти изменение условий притока, если использовать круглый воздуховод. расположен за квадратным каналом активной турбулентной решетки. Сетки активной турбулентности имеют квадратную форму. С другой стороны, осевые вентиляторы требуют круглого воздуховода. Такое изменение площади поперечного сечения оказывает до сих пор необъяснимое влияние на генерируемую турбулентность активной турбулентной сетки. В других исследованиях с изменением поперечного сечения, примененным к осевым вентиляторам, создавались локальные пятна турбулентности, которые изменяли звуковое излучение на тональных компонентах вентилятора [16]. Кроме того, для исследования звукового излучения осевых вентиляторов необходимо обеспечить, чтобы собственный шум активной турбулентной решетки был настолько низким, чтобы не происходило существенного влияния на спектр звукового давления. Поскольку акустические исследования с активными турбулентными сетками до сих пор не проводились, в литературе отсутствуют данные об акустических характеристиках. Звуковое излучение активной турбулентной решетки изменяется в зависимости от скорости вращения генераторов турбулентности. Для правильной интерпретации влияния поля течения на шумовое излучение осевых вентиляторов необходимо знать шумовое излучение решетки. Это излучение необходимо учитывать с самого начала, поскольку оно представляет собой величину искажений и должно быть максимально уменьшено в процессе проектирования сети.

Структура статьи состоит в следующем. Сначала описывается использованный экспериментальный вентилятор и обсуждаются его конструктивные параметры. В следующем подразделе описываются экспериментальные установки для определения звукового поля и характеристики условий притока. Затем представлена новая решетка активной турбулентности и подробно обсуждаются детали конструкции. Далее следует подраздел о звуковом излучении решетки и о том, как оно меняется в зависимости от скорости генератора турбулентности.

На основе этих основных установок затем рассматриваются два вопроса из введения и проводится сравнение между активной турбулентной решеткой и теплообменниками. Далее обсуждаются основные физические взаимодействия между входной турбулентностью и звуковым излучением в осевом вентиляторе. Оба вопроса обсуждаются с учетом полей течения и звукового излучения в осевом вентиляторе. Статья завершается подведением итогов и заключением.

Machine Translated by Google

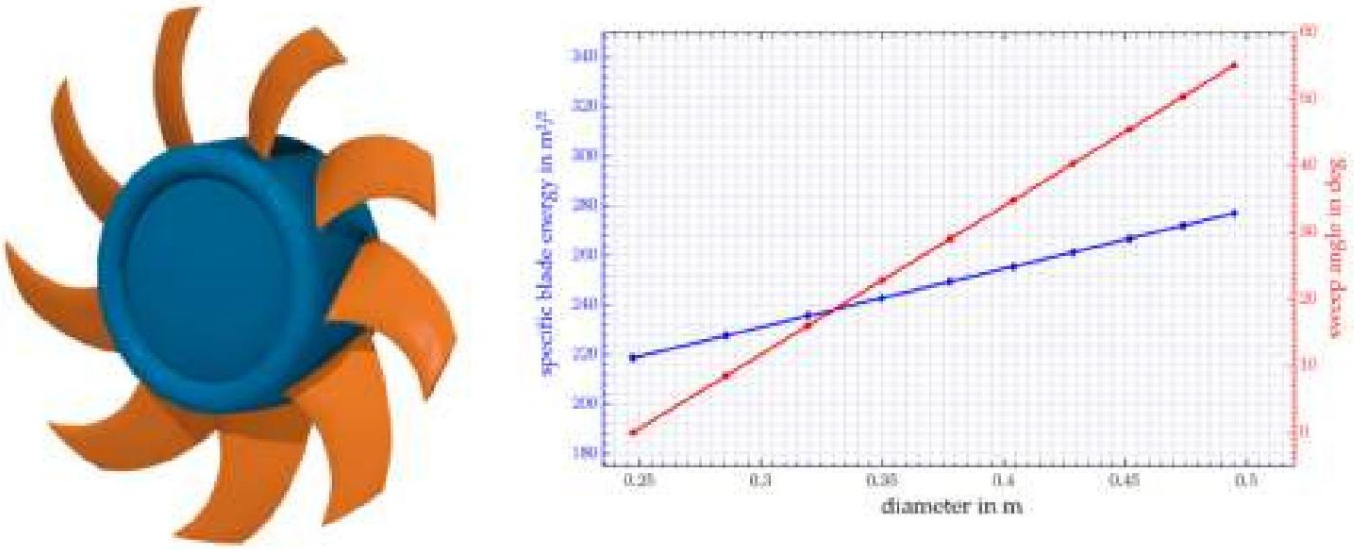
λ

λ

2. Конструкция осевого вентилятора и экспериментальные установки

2.1. Наклоненный вперед осевой вентилятор

Для исследований использован наклоненный вперед осевой вентилятор, работающий на коротком участке воздуховода диаметром Dduct = 500 мм. Осевой вентилятор, его удельная энергия лопасти и угол стреловидности показаны на рисунке 1. Наклон вперед увеличивается от угла λ = 0 на ступице до λ = 55 на кончике лопасти. Общий диаметр вентилятора Dfan = 495 мм, это означает, что зазор между наконечниками stip = 2,5 мм. Диаметр ступицы вентилятора Dhub = 247,5 мм [17].
Как это обычно бывает в теплообменниках, вентилятор работает внутри короткого впускного сопла, что приводит к изменению зазора между наконечниками по осевой длине впускного сопла. Как показано на рисунке 1 при V = 1,4 м3/с , вентилятор имеет z = 9 лопастей и рассчитан на скорость потока nfan = 1486 об/мин и повышение полного статического давления pfan = 140 Па. [18].
Лопасти созданы на основе профиля NACA 4510 и спроектированы в соответствии с теорией лопастных элементов [19]. В исследованиях этот осевой вентилятор был выбран намеренно, поскольку, с одной стороны, его наклон вперед очень похож на вентиляторы, используемые в настоящее время в промышленности, а с другой стороны, он очень хорошо документирован в литературе. Точное знание поведения осевого вентилятора в условиях турбулентности притока позволяет лучше классифицировать эффекты, вызванные нарушенными условиями притока ATG, а также лучше понимать и интерпретировать физические эффекты. Аэродинамические и аэроакустические хар
используемый осевой вентилятор можно найти в литературе при различных условиях притока и при взаимодействии с теплообменниками [11,16,19,20].



(а) (б)

Рисунок 1. Исследуемый осевой вентилятор и его характеристики. (а) CAD-изображения используемого девятилопастного осевого вентилятора с наклоном вперед и (б) удельная энергия лопастей и угол стреловидности.

2.2. Экспериментальная установка для определения звукоизлучения и аэродинамических свойств

Звуковое излучение и аэродинамические свойства осевого вентилятора исследуются совместно. Для этого осевой вентилятор устанавливается на испытательном стенде осевого вентилятора Университета Фридриха- Александра в Эрлангене (см. Рисунок 2). Рабочую точку вентилятора можно регулировать с помощью дроссельной заслонки и вспомогательного вентилятора. Объемный расход можно измерить с помощью стандартизированного устройства измерения объемного расхода на входе. Внутри неотражающей камеры, расположенной на стороне всасывания испытательного вентилятора, измеряется повышение давления между стороной всасывания и давлением окружающей среды. Кроме того, внутри этой камеры звуковое излучение вентилятора регистрируется пятью микрофонами свободного поля от B&K. Микрофоны размещены на расстоянии одного метра от осевого вентиля

Machine Translated by Google

на полусфере, с одним микрофоном непосредственно на оси вращения вентилятора. Два дополнительных микрофона расположены в угловых сегментах φ = 22,5 на горизонтальной и вертикальной дугах окружности. Микрофоны регистрируют акустическое давление с частотой дискретизации fs = 48 кГц в течение t = 30 с. Скорость и крутящий момент вентилятора можно контролировать с помощью приводного вала, расположенного на стороне нагнетания. Давление, расход, скорость вращения, крутящий момент, плотность и температура регистрируются с частотой дискретизации fs = 1 кГц в течение t = 10 с. Теплообменники или активная турбулентная решетка могут быть расположены перед осевым вентилятором. Таким образом, можно исследовать влияние различных условий притока на аэродинамические и акустические свойства вентилятора.

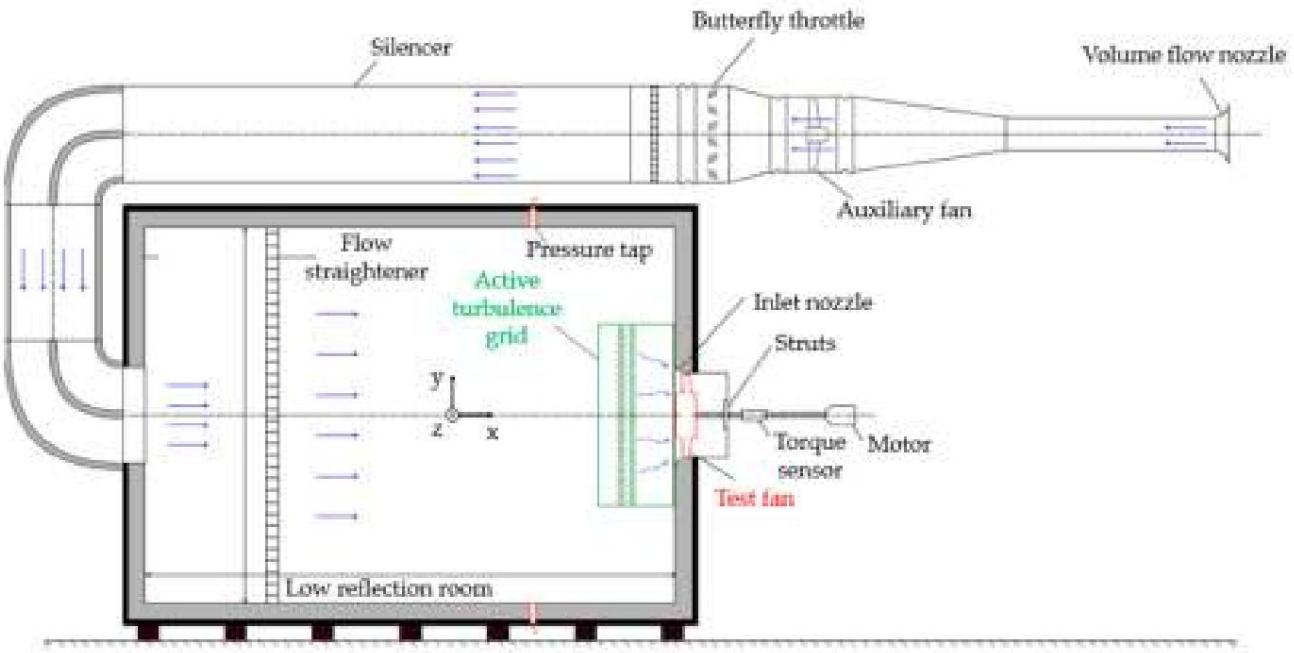


Рисунок 2. Схематическое изображение испытательного стенда осевого вентилятора LSTM-Эрланген с установленным осевым вентилятором и активной турбулентной решеткой. Конструкция согласно DIN EN ISO 5801 [21].

2.3. Определение турбулентности и параметров турбулентности притока.

Условия притока к осевому вентилятору определяются в том месте, где находится передняя кромка осевого вентилятора. На передней кромке вентилятор напрямую взаимодействует с турбулентностью притока, и там генерируются доминирующие источники звука, излучающие звук преимущественно в широкополосном, низкочастотном диапазоне [22,23]. Источник звука можно объяснить колебаниями давления на поверхности. Поскольку лопасти вентилятора перекрывают путь к измерительной плоскости, для исследования поля течения вентилятор заменяют безлопастной ступицей [24]. Поле течения определяется с помощью трехмерной термоанемометрии [25]. Для этого внутри воздуховода измеряется одна треть кругового сегмента. В этом круговом сегменте распределены в общей сложности 80 точек измерения, расположенных на равном расстоянии друг от друга (см. Рисунок 3). Доступ к точкам измерения осуществляется через траверсу со стороны нагнетания. Для каждой точки измерения скорости потока в трех пространственных направлениях измеряются с частотой дискретизации fs = 48 кГц в течение периода t = 30 с [12,16]. Используемая система терморезистора производства Dantec перед измерениями калибруется [26]. По данным скорости потока uj(xi , t) (xi , t) можно рассчитать по уравнению (1). uj(xi) – среднее по [27]. времени значение скорости потока u j одной компоненты потока

$$^{ты}j\ (xi\ ,\ t) = uj(xi\ ,\ t) \quad uj(xi) \qquad (1)$$

(,)
( )

(,)

(,) знак равно (,) - ( )

Machine Translated by Google

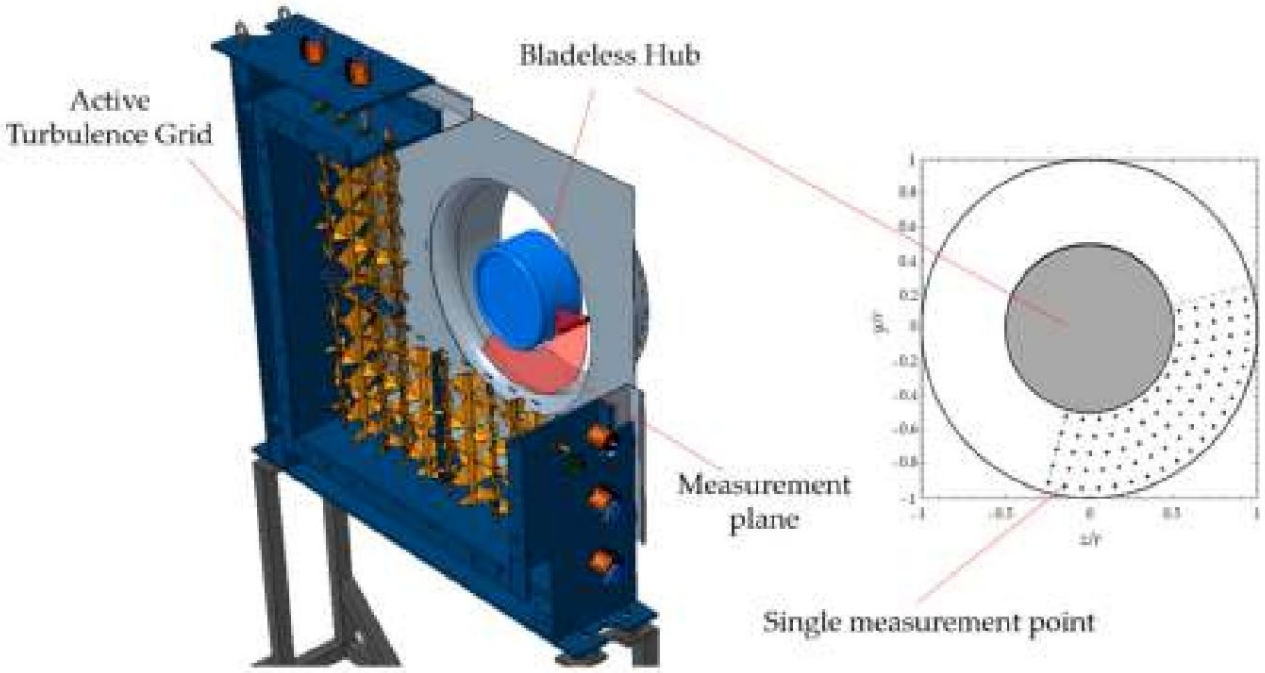


Рис. 3. Сечение активной турбулентной сетки с безлопастной втулкой и плоскостью измерения для измерений с помощью горячей проволоки.

С их помощью можно рассчитать глобальную интенсивность турбулентности на основе уравнения (2). В этом контексте глобальная интенсивность турбулентности Tuglo означает, что турбулентные колебания связаны со средним пространственным значением основной компоненты потока ux1 для всех 80 точек измерения [11].

$$Tuglo = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}\left(\overline{u'^2_{x1}} + \overline{u'^2_{x2}} + \overline{u'^2_{x3}}\right)}}{\overline{u_{x1}}} \quad (2)$$

Интегральный масштаб длины турбулентного потока определяется для каждой точки измерения по временным данным скорости основного потока. В этом случае масштаб длины рассчитывается из энергетического спектра E(f) в соответствии с уравнением (3) и подходом Эль-Габри и др.

$$\Lambda = \frac{E(f) \cdot \overline{u_{x1}}}{4 \cdot \overline{u'^2_{x1}}} \quad f \to 0 \quad (3)$$

Эта процедура относится к изотропным потокам, но по данным Куриана и др. [29] его можно использовать и для не вполне идеальных изотропных течений. Расчет интегрального масштаба длины на основе автокорреляции не является вариантом в этих исследованиях с активной сеткой турбулентности. Из-за небольшого расстояния между измерительной плоскостью и АТГ и вращения генераторов турбулентности в данные расхода включаются циклические со Это приведет к тому, что автокорреляция станет функцией скорости вращения генераторов турбулентности, и, следовательно, масштаб длины будет рассчитан неправильно. В дополнение к этим основным параметрам теории турбулентности в данной статье представлен новый параметр, который должен дать дальнейшее понимание взаимодействия осевого вентилятора и поля потока. Для этой цели формула дисперсии σ согласно уравнению (4) применяется к средним по времени значениям интенсивности турбулентности Tu и масштаба длины Λ в каждой точке измерения (см. уравнения (5) и (6)). Это приводит к пространственной дисперсии, которая объединяет временные и пространственные данные поля потока в одно значение.

$$2\sigma = \frac{1}{n-1}\sum_{k=1}^{n}(X_k - \bar{X})^2 \quad (4)$$

Machine Translated by Google

$$\sigma_{Ty}^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{k=1}^{n}(Tyk - \overline{Ty})^2 \quad (5)$$

$$\sigma_{\Lambda}^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{k=1}^{n}(\Lambda k - \overline{\Lambda})^2 \quad (6)$$

3. Сетка активной турбулентности

3.1. Конструктивное проектирование сетки активной

турбулентности. Сетка активной турбулентности используется для создания определенных условий притока. Базовая форма сетки показана в виде САПР на рисунке 4. Генераторы турбулентности, показанные оранжевым цветом в центре, находятся в закрытом состоянии, т.е. присутствует максимальная блокировка сетки. Базовая структура сетки состоит из внешней рамки и внутренней рамки, через которую проходит поток. Приводные двигатели и органы управления ими расположены на внешней раме. Всего используется 20 шаговых двигателей, которые оснащены энкодерами и радиаторами . К шаговым двигателям прикреплены виброгасящие муфты. Эти муфты снижают вибрации на валу, которые создает шаговый двигатель. Внешняя рама установлена на виброгасителях. Шаговые двигатели и пространство между внутренней и внешней рамой защищены пенопластом и кожухами двигателя, поэтому от этих компонентов наружу не может распространяться как можно меньше шума.

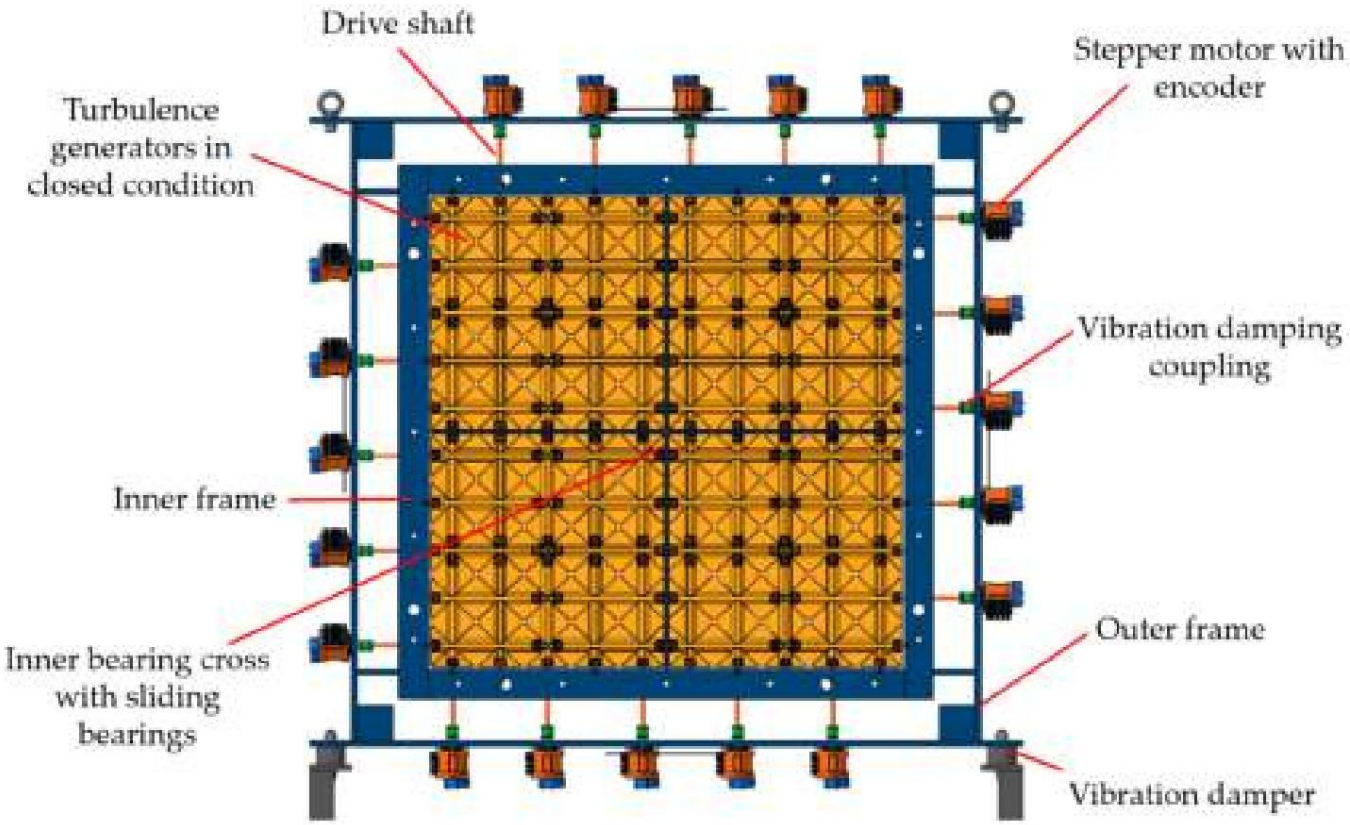


Рисунок 4. Схематическое изображение базовой структуры активной сетки турбулентности.

На рис . 5 показан частичный разрез активной турбулентной сетки, где видны фланцевые подшипники. Они расположены вне потока на внутренней раме и направляют валы, на которых расположены генераторы турбулентности. В центре поля потока валы дополнительно опираются на подшипники скольжения, обладающие виброгасящими свойствами. Центральный крест выполнен в виде симметричного аэродинамического профиля. Это предотвращает срыв на центральной крестовине, что необходимо из соображений устойчивости. Как показано на рисунке 5, имеется передний и задний ряд генераторов турбулентности. После того, как генераторы турбулентности напечатаны на 3D-принтере и надвинуты на вал для центрирования, между вертикальной и горизонтальной осями должен остатьс

Machine Translated by Google

горизонтальная и вертикальная оси расположены на расстоянии 6,5 мм от центра. Таким образом, валы имеют расстояние 13 мм друг от друга в направлении потока.

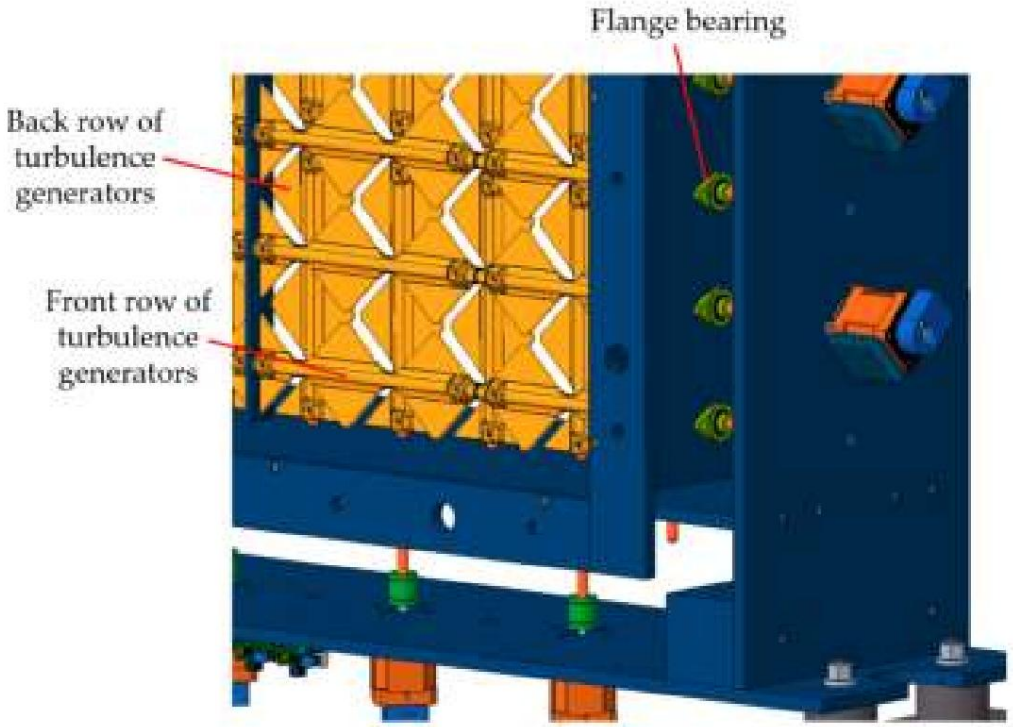


Рис. 5. Частичный вид активной сетки турбулентности, на которой видно расстояние между двумя рядами генераторов турбулентности.

На рис . 6 показан генератор турбулентности с валом. Генераторы турбулентности представляют собой квадратные крылья, расположенные на валу. Каждые 2,5 крыла состоят из общей детали, напечатанной на 3D-принтере, и могут надвигаться на вал и закрепляться там с помощью винтов. Внутренний каркас активной турбулентной решетки, через который проходит поток, имеет квадратные размеры 800 × 800 мм. Генераторы турбулентности укорочены в общей сложности на 7,5 мм. По этой причине между двумя концами вала генератора турбулентности и соответствующей стенкой рамы имеется зазор 3,75 мм . Этот зазор, а также расстояние между горизонтальной и вертикальной осями необходимы для того, чтобы генераторы турбулентности не волочились и не сталкивались друг с другом во время работы. С помощью индивидуально управляемых шаговых двигателей каждый из 20 приводных валов с расположенными на них генераторами турбулентности можно регулировать независимо друг от друга. Эти настройки включают направление вращения, скорость вращения, начальное положение, ускорение, положение покоя или относительные перемещения по отношению к другим приводным валам.

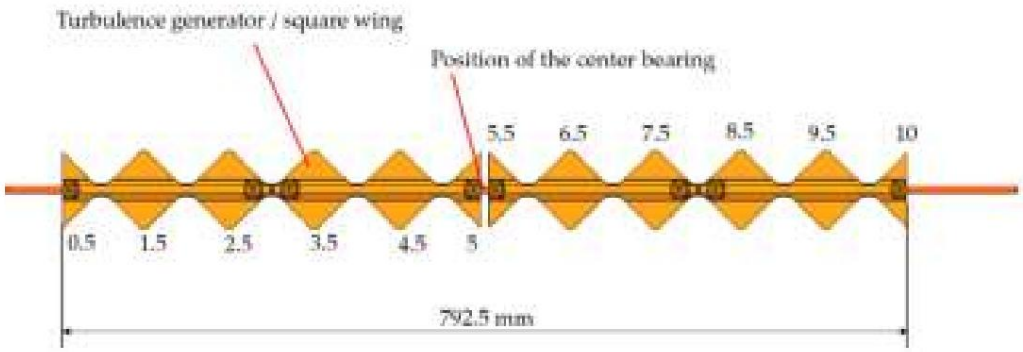


Рис. 6. Деталь одиночного приводного вала с прикрепленными генераторами турбулентности.

Machine Translated by Google

Количество отдельных валов определяет размер ячеек активной турбулентной сетки, который составляет M = 80 мм. Осевая длина активной турбулентной сетки L = 260 мм.
С помощью адаптеров на внутренней раме квадратный канал решетки можно при желании расширить как спереди, так и сзади. В представленных здесь испытаниях была выбрана общая длина L = 330 мм с удлинением 70 мм в направлении потока (см. Рисунок 3).
Размеры теплообменника, который также играет роль в этих исследованиях, составляют 800 × 800 × 330 мм, что, таким образом, соответствует тому же проходному сечению и расширению, что и у АТГ. После корпуса решетки происходит переход к воздуховоду круглого сечения диаметром D = 500 мм [11,16].
Переход осуществляется входным патрубком. Исследуемый осевой вентилятор работает в круглом воздуховоде. Если установлен осевой вентилятор, расстояние между ним и центральной плоскостью двух плоскостей вращения активной турбулентной решетки составляет d = 200 мм.

На рисунке 7 показана сетка активной турбулентности внутри безэховой камеры испытательного стенда осевого вентилятора в Университете Эрлангена-Нюрнберга [30]. Решетка активной турбулентности показана в своей базовой форме без звукового ограждения. Кроме того, видны пять микрофонов свободного поля для измерения звукового излучения на стороне всасывания.

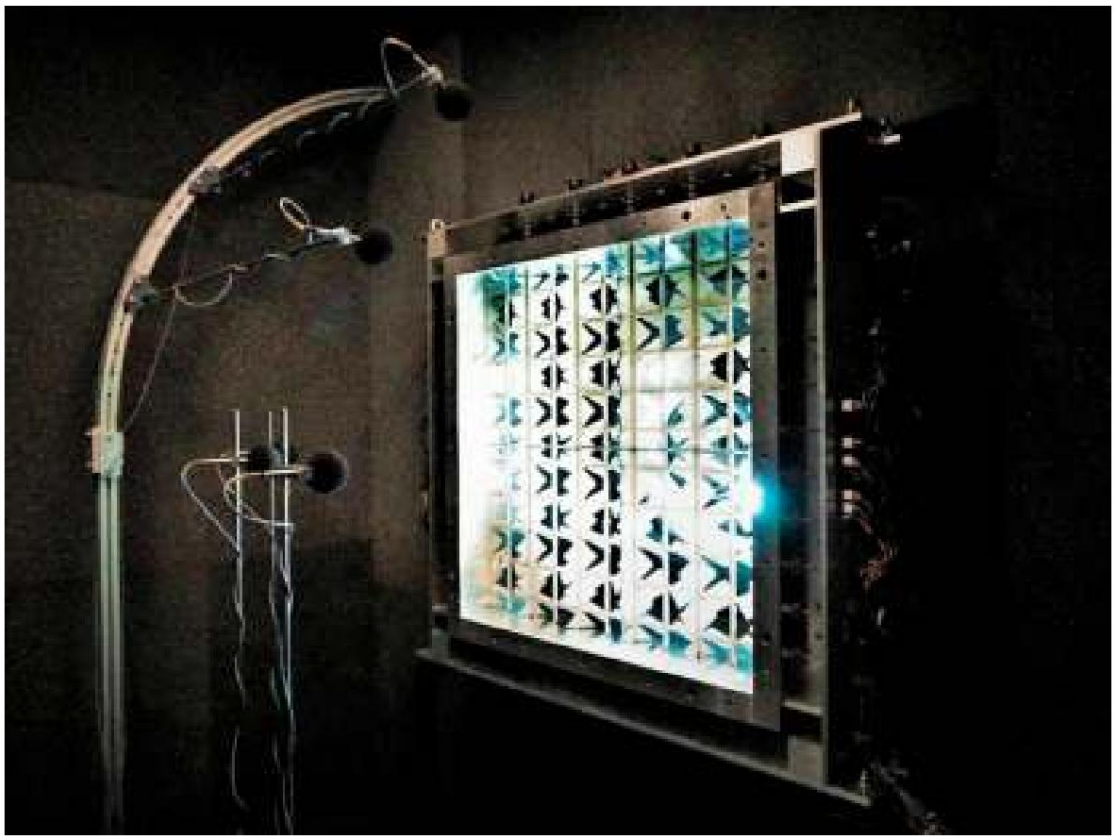


Рисунок 7. Активная турбулентная сетка внутри безэховой камеры.

3.2. Собственный шум активной турбулентной сетки

Для лучшего разделения акустического влияния активной турбулентной решетки на результаты измерения звукового давления исследуемых осевых вентиляторов был определен собственный шум активной турбулентной решетки. Шум настолько низок, что можно предположить, что собственный шум сетки маскируется шумом вентилятора [14,31].
На рис. 8 показано сравнение звукового излучения осевого вентилятора с пустым коробом спереди и выбранными режимами работы АТГ.

Спектры на рисунке 8 представляют собой собственный шум активной сетки турбулентности на постоянных скоростях. В этом случае все двигатели вращаются с одинаковой скоростью, а блокировка сети постоянно устанавливается на 50 %. Блокировка 50% достигается запуском половины турбулентности.

Machine Translated by Google

генераторы со смещением на 90° относительно остальных. Режимы работы, при которых все валы вращаются с одинаковой скоростью, обычно самые шумные. Таким образом, случай с максимальной скоростью АТГ 800 об/мин также является худшим с акустической точки зрения. В качестве эталонного значения выбран шум осевого вентилятора при расположении пустого короба (пустого корпуса теплообменника) перед осевым вентилятором на стороне всасывания. У ATG соответствующий корпус всегда расположен перед осевым вентилятором благодаря внутренней раме. Таким образом, этот случай представляет собой лучший случай сравнения, чем свободный приток, поскольку учитывается также влияние измененных характеристик направления [32]. Лишь для максимальной скорости 800 об/мин есть несколько частот, на которых спектр осевого вентилятора не маскирует шум АТГ. Общий уровень звукового давления на 11 дБ отличается от собственного шума ATG при 800 об/мин, что достаточно далеко, чтобы можно было предположить, что на звуковое излучение вентилятора не влияет собственный шум турбулентной решетки. В высокочастотном диапазоне тональные составляющие проявляются индивидуально через спектр осевого в

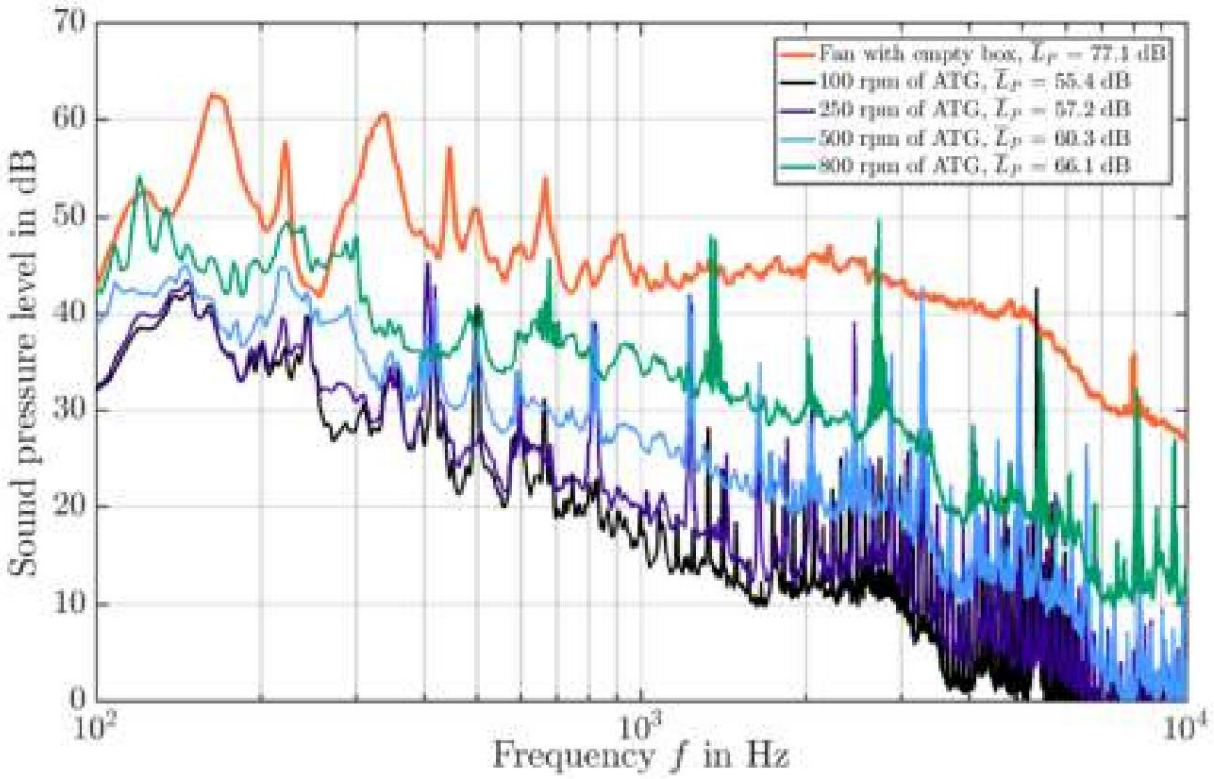


Рис. 8. Сравнение спектров звукового давления осевого вентилятора с собственным шумом АТГ.

Посредством разгона и полученного графика Кэмпбелла (см. рисунок 9) также можно определить , что тональные компоненты, генерируемые активной сеткой, связаны со скоростью валов. Кроме того, линейная зависимость между тональными компонентами звукового спектра и скоростью двигателя связана с шагами и микрошагами используемых двигателей.

Они выполняют 200 шагов и 3200 микрошагов за оборот. Соответствующее звуковое излучение тональных компонентов можно рассчитать с помощью уравнения (7). Скорость вращения n и размер шага δ учитываются при расчете соответствующей частоты. Тональное звуковое излучение за счет микрошага представляет собой 16-ю гармонику (k = 16) основной частоты.

$$f_k = \kappa \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{360}{\delta} \quad ; \kappa \in \mathbb{N} \tag{7}$$

Machine Translated by Google

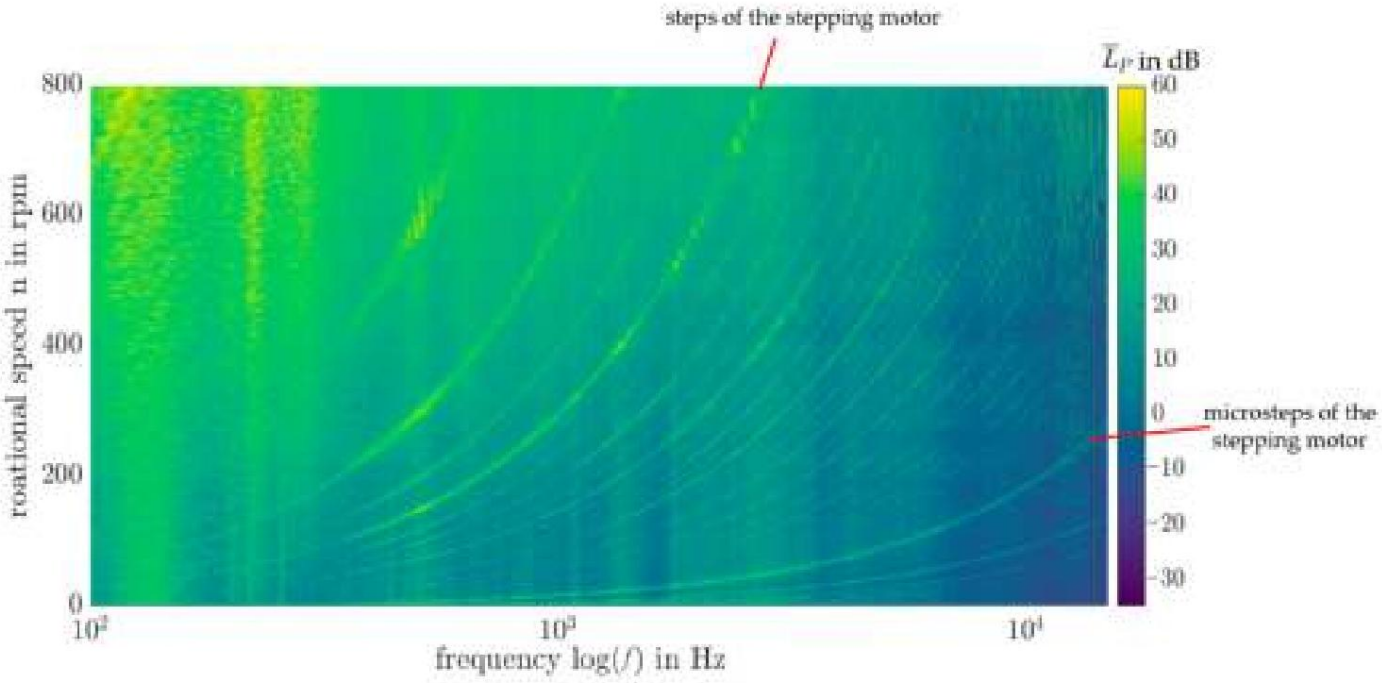


Рис. 9. Кэмпбелл-график самоиндуцированного шума активной турбулентной сетки.

4. Управляемая турбулентность притока и воспроизведение поля течения в теплообменниках

4.1. Генерация заданных условий притока = °

€ℕ

Во многих литературных источниках в области звукового излучения осевых вентиляторов условия притока определяются средними пространственными значениями интенсивности турбулентности и масштаба длины [33,34]. Эти два значения также используются для эмпирических моделей прогнозирования звука для осевого вентилятора и важны для его звукового излучения [35,36]. Таким образом, когда пространственные средние значения этих двух величин наносятся друг на друга, можно создать характеристическую карту условий притока осевого вентилятора. На рисунке 10 глобальные значения уровня турбулентности и интегрального масштаба длины представлены на характерной карте. Различные режимы работы сетки активной турбулентности показаны на карте красными точками. Черные квадраты представляют четыре различных теплообменника размерами 800 × 800 мм. Распределение красных точек показывает, что активная сетка турбулентности может изменять уровень турбулентности в диапазоне [6,7%; 16,3%] и масштаб длины в диапазоне [3,7 мм; 36,2 мм]. Кроме того, в данных измерений можно распознать своего рода фронт Парето [37] . Всего с помощью активной сетки турбулентности было создано более 60 различных рабочих условий с разными полями потока. Поскольку на этом этапе должны быть продемонстрированы основные функциональные возможности сетки для применения в условиях турбулентного притока осевых вентиляторов, отдельные поля течения и способы их формирования обсуждаться не будут. В качестве разных режимов работы использовались жесткие режимы, т. е. без вращения валов, равномерные режимы, когда все валы вращаются с одинаковой скоростью, ступенчатые режимы, когда разные валы имеют разные скорости, и частично вращающиеся режимы, когда то В этой заявке также можно найти взаимосвязь, согласно которой при постоянной низкой скорости масштаб длины можно регулировать, а при постоянной высокой скорости интенсивность турбулентности можно контролировать независимо, что описано в литературе [15] . Таким образом, характерная карта активной сетки турбулентности (см. рис. 10) доказывает, что, например, масштаб длины может изменяться в области уровня турбулентности Tuglo = 14%, тогда как средний уровень турбулентности остается практически постоянным при этом значении. На масштабе длины около Λ = 5 мм наблюдается противоположная картина. В этом диапазоне уровень турбулентности можно изменять, сохраняя при этом масштаб длины постоянным. Таким образом, сетка активной турбулентности позволяет разделить влияние различных характеристик турбулентности на звуковой спектр осевых вентиляторов и исследовать их независимо друг от друга.

Machine Translated by Google

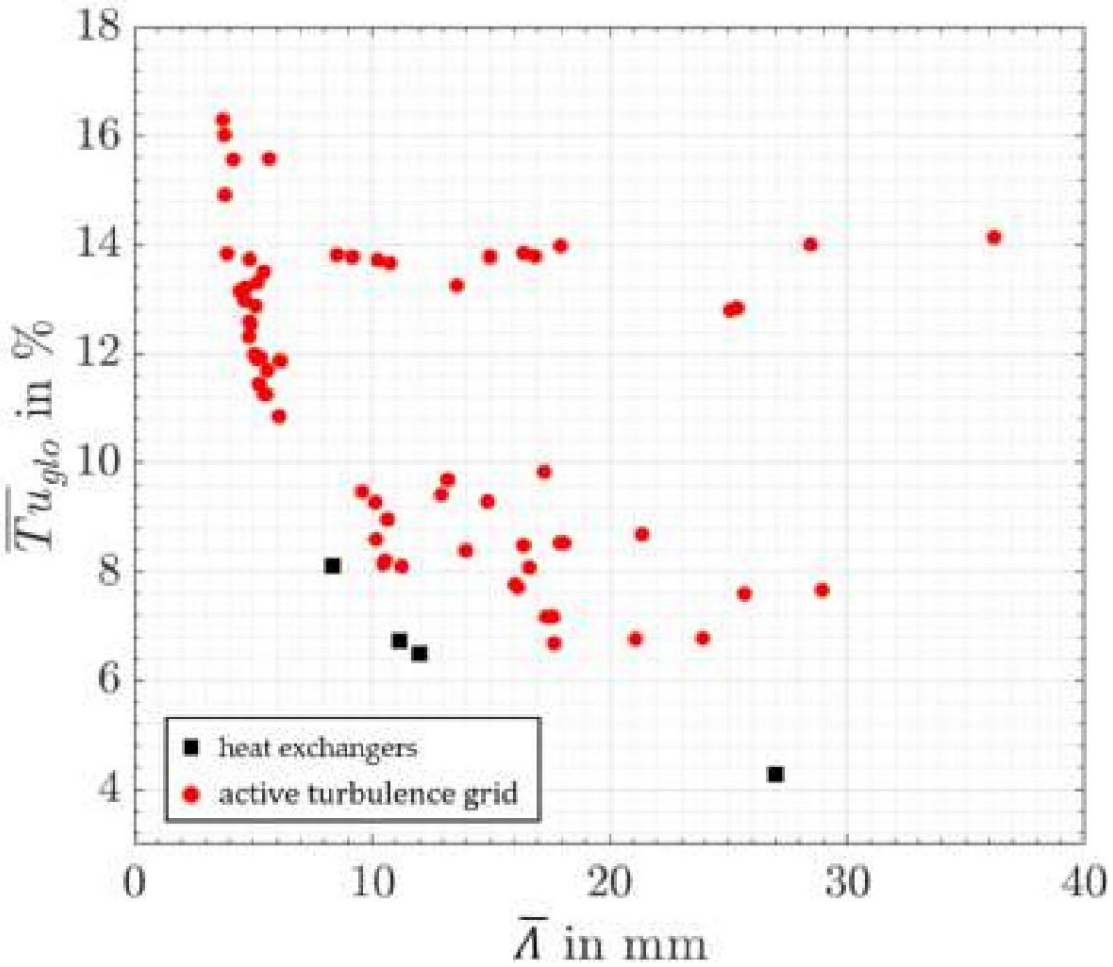


Рисунок 10. Характеристическая карта характеристик вынужденной турбулентности теплообменников и различных режимов активной турбулентной сетки. Черные квадраты — измеренные значения теплообменников, красные кружки — отдельные режимы работы АТГ.

4.2. Воспроизведение полей течения теплообменников

Четыре теплообменника на рисунке 10 представляют собой промышленные устройства, которые используются, например , в тепловых насосах или холодильных системах. Интенсивность турбулентности уменьшается с уменьшением диаметра трубы. Так, теплообменник с наибольшей интенсивностью турбулентности имеет диаметр трубки 12 мм, два черных квадрата посередине имеют диаметр трубки 9,52 мм, а теплообменник с наименьшей интенсивностью турбулентности имеет диаметр трубки 5 мм. Подробное описание теплообменников можно найти в литературе [16].
В частности, теплообменник с самым высоким уровнем турбулентности может быть очень хорошо воспроизведен в средних значениях с помощью активной сетки турбулентности. При этом средние значения в масштабе длины между теплообменником и активной турбулентной решеткой отклоняются всего на 2 мм. Для двух теплообменников в диапазоне турбулентности 6,5% активная сетка турбулентности может воспроизводить уровень турбулентности, но масштаб длины отклоняется на 6 мм. Теплообменник с низким уровнем турбулентности 4,3% пока не может быть воспроизведен активной турбуле
Дальнейшие исследования покажут, можно ли достичь этого диапазона на карте в других режимах работы.

Поскольку активная турбулентная сетка, по-видимому, способна воспроизводить средние значения расхода теплообменников, сравнение поля течения после теплообменника (Tuglo = 8,12%, Λ = 8,34 мм) и наиболее близкого режима работы активной турбулентности Сетка турбулентности (Tuglo = 8,15%, Λ = 10,48 мм) показана на рисунке 11. Кроме того, в качестве справки показана картина течения свободного впускного потока (рисунок 11c).

Machine Translated by Google

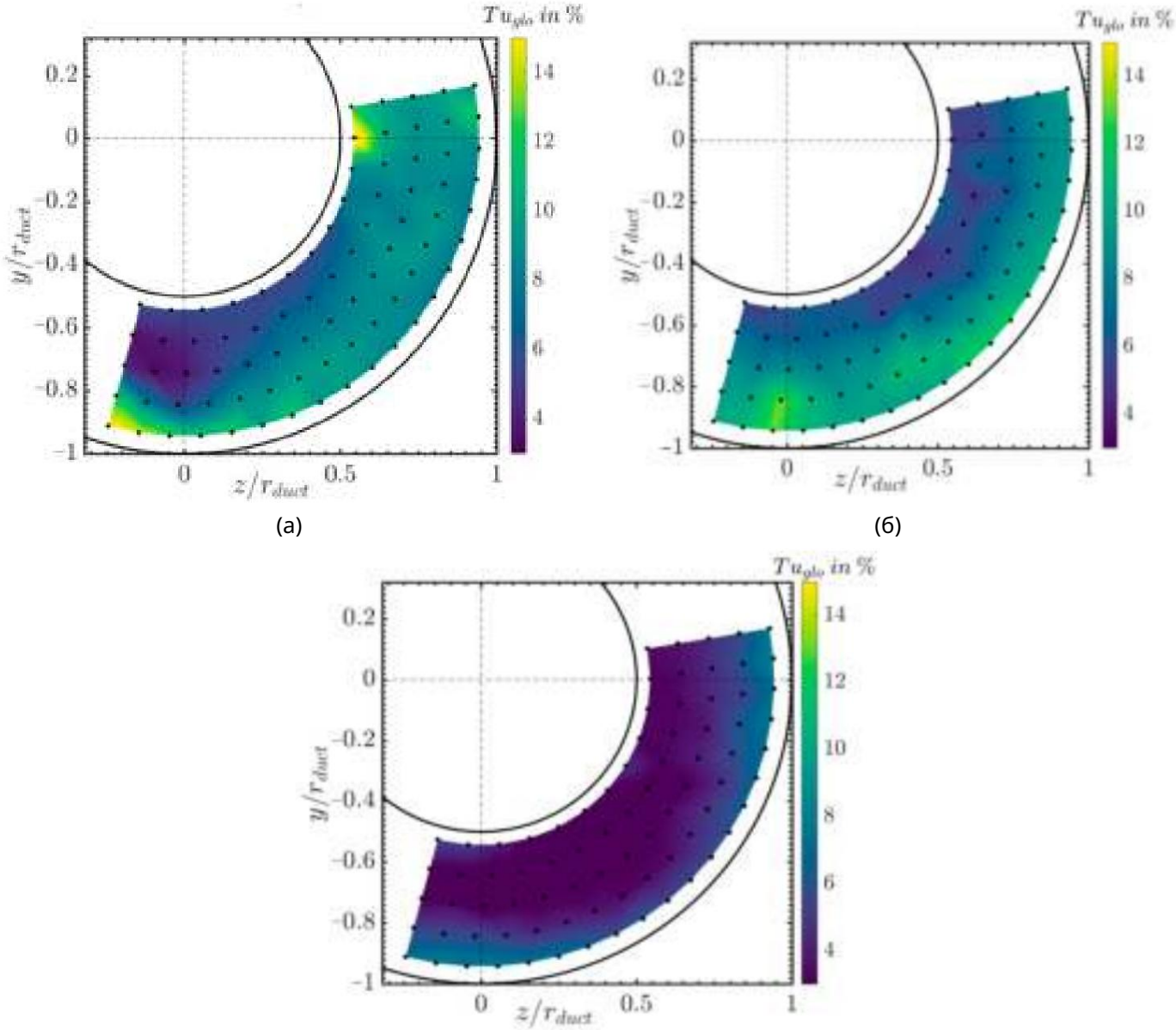


Рис. 11. Сравнение уровня турбулентности теплообменника, имитирующего поле потока активным V = 1,4 м3/с. (а) Сетка турбулентности поля течения и невозмущенный приток при объемном расходе за реальным теплообменником, (б) поле течения, воспроизводимое АТГ, и (в) свободный, невозмущенный приток.

Поверхностные графики уровня турбулентности показывают, что условия потока, аналогичные условиям теплообменников, могут быть созданы с помощью активной сетки турбулентности. Заметно, что на показанных графиках поле течения как будто повернуто на 90 . Тем не менее, неоднородности поля течения, которые в основном создаются квадратным корпусом теплообменника и активной решеткой, могут быть воспроизведены [16,38]. Двумерное распределение значений турбулентности также демонстрирует аналогичные тенденции. По сравнению со свободным притоком интенсивность турбулентности увеличивается как через теплообменник, так и через активную турбулентную решетку. Неоднородность распределения в обоих случаях возрастает по сравнению со свободным притоком.

Machine Translated by Google

5. Звуковое излучение осевого вентилятора и активной турбулентной решетки

5.1. Теплообменник и решетка активной турбулентности

Активная турбулентная решетка призвана не только воспроизводить поле течения теплообменников , но и максимально точно воспроизводить звуковое излучение осевых вентиляторов, расположенных после теплообменников. Спектр звукового давления используется для оценки уровня шума на стороне всасывания осевых вентиляторов. Сравнение активной турбулентной сетки и теплообменника следует проводить только в той рабочей точке, в которой доступны данные о расходе. Изменение скорости потока внутри активной сетки турбулентности приводит к изменению числа Рейнольдса сетки, что, в свою очередь, изменяет уровень турбулентности и масштаб длины, генерируемый сеткой [15]. На рис . 12 показан спектр звукового давления осевого вентилятора с наклоном вперед в расчетной точке. Здесь представлены спектр, который возникает, когда теплообменник размещается перед осевым вентилятором, и спектр, когда активная турбулентная сетка создает аналогичные условия потока. В обоих случаях измерения звука проводились внутри безэховой камеры, на стороне всасывания осевого вентилятора. Соответственно, на звук при его распространении к микрофонам влияет теплообменник или активная турбулентная решетка, которые также расположены на стороне всасывания осевого вентилятора. В этой рабочей точке разница общего уровня звукового давления двух вариантов составляет 0,7 дБ. Отсюда следует, что общий уровень звукового давления хорошо воспроизводится с помощью активных турбулентных решеток. Кроме того, спектры звукового давления имеют схожие тенденции, в которых воспроизводятся субгармонический пик и частоты прохождения лопаток высших гармоник. В случае с активной турбулентной решеткой выше только частота прохождения первой лопатки (1.BPF) . Это могло быть связано с более высоким пятном турбулентности в поле потока, которое не обнаруживается при измерении в третьем сегменте канала [16]. На более высоких частотах теплообменник постоянно создает более низкий уровень звукового давления. Однако эта разница обусловлена не полем течения, а звукопроводящими свойствами теплообменника. Чвилонг и др. [32] установили, что различия в высоких частотах обусловлены периодическим расположением трубок теплоносителя в теплообменнике и термовязкостными потерями из-за большого количества охлаждающих ребер. Таким образом, различия в высокочастотном диапазоне можно исправить, зная характеристик

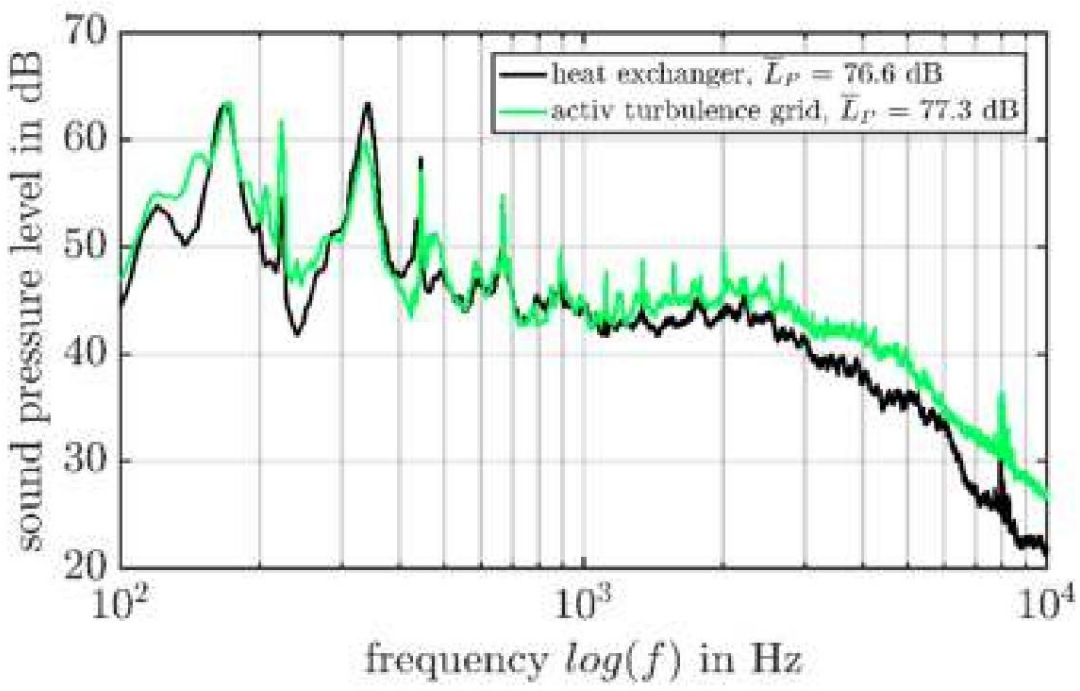


Рис. 12. Спектры звукового давления теплообменника (Tuglo = 8,12%, Λ = 8,34 мм) и активного Λ V = 1,4 м3/ точке (с). сетка турбулентности (Tuglo = 8,15%, Λ = 10,48 мм) в расчетной

Machine Translated by Google

5.2. Фундаментальные исследования связи поля течения и звукового излучения осевого вентилятора

На основе исследований поля течения исследована шумовая эмиссия осевого вентилятора в девятнадцати выбранных режимах работы активной турбулентной решетки. Спектры звукового давления, полученные в расчетной точке, анализировались, например, по звуковому излучению на первой частоте прохождения лопасти (1.BPF = z = n/60 = 222,9 Гц, при z = 9 лопастей и n = 1486 об/мин) и уровнем общего звукового давления до 1 кГц, что в основном определяется низкочастотным широкополосным звуком. Частота прохождения первой лопасти часто является доминирующим тональным компонентом в спектре звукового давления осевых вентиляторов низкого давления, и ее следует поддерживать как можно более низкой, чтобы шум вентилятора не воспринимался как раздражающий [39]. На рис . 13a представлена зависимость акустической эмиссии осевого вентилятора на первой частоте прохождения лопатки от среднего пространственного значения уровня турбулентности. Из распределения данных можно сделать вывод, что корреляции между средним уровнем пространственной турбулентности и уровнем звукового излучения на первом BPF не обнаружено. Это указывает на то, что при обсуждении в литературе спектров звукового давления осевых вентиляторов часто бывает недостаточно указать только средние уровни турбулентности . На рисунке 136 показана связь между первым BPF и пространственной дисперсией уровня турбулентности. Отчетливо видно , что по мере увеличения дисперсии акустическое излучение осевого вентилятора увеличивается на первом ППФ. Линейная аппроксимация представлена на графике красной пунктирной линией. Уравнение (8) представляет собой уравнение линейной аппроксимационной кривой, в которое вставлен уровень турбулентности в процентах. Коэффициент детерминации 2 имеет значение R = 77,66% для соответствия. Взаимосвязь между общим уровнем звукового давления между 0,1 кГц и 1 кГц, который в основном определяется широкополосным шумом на передней кромке вентилятора, и пространственным средним значением, а также пространственной дисперсией интенсивности турбулентности, показана на рисунке. 13в, д.

Для общего уровня звукового давления не может быть обнаружено линейной зависимости от пространственной вариации интенсивности турбулентности. Фактически, общий уровень звукового давления остается практически независимым от этого параметра, поскольку развивается горизонтальная тенденция. Однако на общий уровень звукового давления в определенной степени влияет среднее пространственное значение интенсивности турбулентности. Здесь можно выполнить линейную аппроксимацию, которая дана в уравнении (9) и 2 имеет значение R = 34,10%. Подгонка показана пунктирной красной линией на рисунке 13c.

$$SPL1.BFF,Fit = 0,8656 \cdot \sigma Tu^{2} + 57,2\ дБ \quad (8)$$

$$OSPL1кГц,Fit = 0,1195 \cdot Tu + 74,25\ \overline{дБ} \quad (9)$$

Существование линейной зависимости между звуковым излучением на первом BPF и пространственной дисперсией уровня турбулентности указывает на то, что знание и спецификация пространственных параметров имеет решающее значение для понимания звукового излучения осевых вентиляторов. Пространственная дисперсия дает возможность не только представить разрывы уровня турбулентности с помощью поверхностных графиков, но также описать эти разрывы в статистической величине. Высокая пространственная дисперсия означает, что присутствуют пространственные градиенты уровня турбулентности. При движении лопасти вентилятора по этим градиентам происходит изменение сил на лопасти, что, в свою очередь, приводит к изменению звукового излучения 1.БПФ. Низкие значения пространственной дисперсии уровня турбулентности указывают на однородно распределенный уровень турбулентности. Лопасть вентилятора движется под меньшим углом; следовательно, испытывает меньше изменений сил лопасти при вращении в поле потока. В результате уровень шума снижается на уровне 1.BPF. В теплообменниках могут возникнуть силь
Чтобы свести к минимуму звуковое излучение на 1.BPF, следует, насколько это возможно, избегать появления этих неоднородностей в поле потока.

Machine Translated by Google

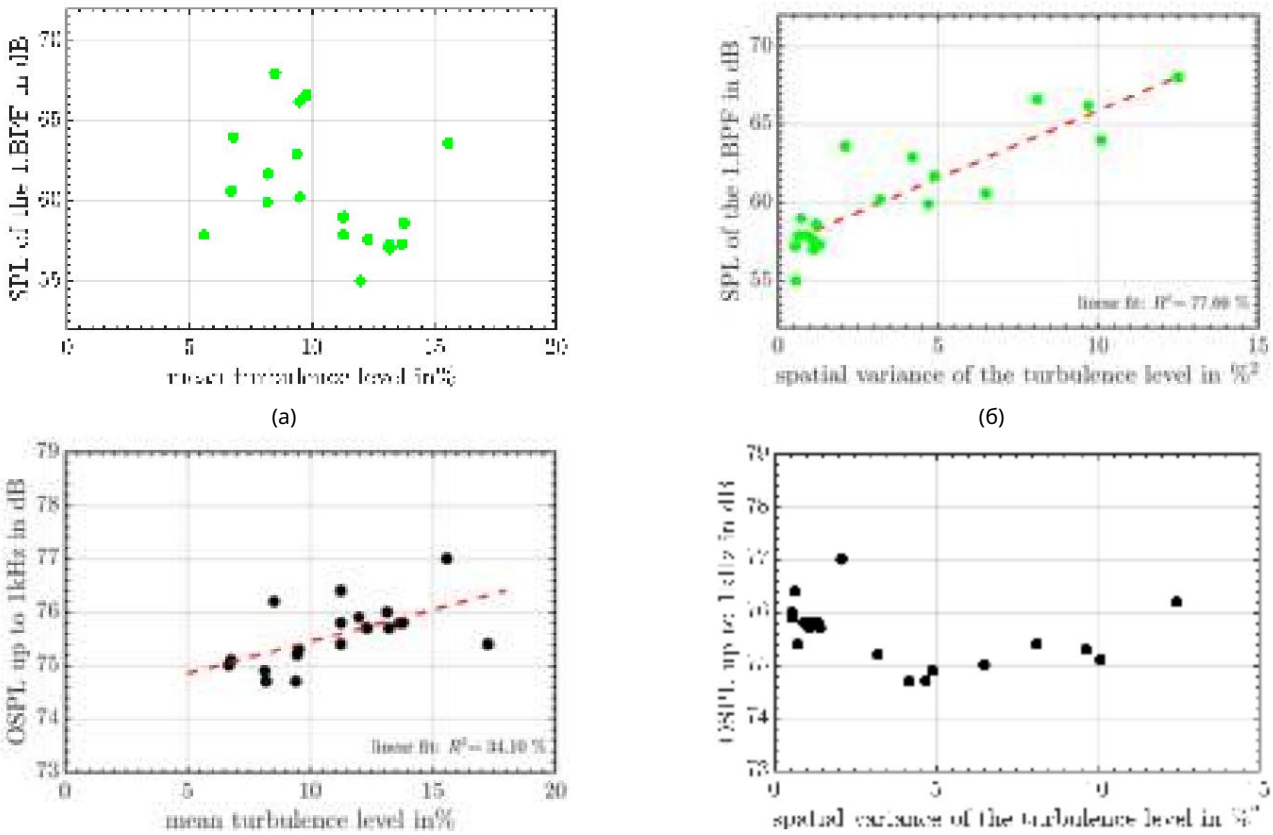


Рисунок 13. Влияние пространственной средней интенсивности турбулентности и пространственной дисперсии интенсивности турбулентности о звуковом излучении осевого вентилятора на частоте вращения первой лопатки (1.BPF) и общем звуковом давлении уровень между 0,1 кГц и 1 кГц. (а) BPF в зависимости от среднего пространственного значения турбулентности интенсивность, (б) BPF как функция пространственной дисперсии интенсивности турбулентности с линейной функцией аппроксимации, (c) BPF как функция пространственного среднего значения интенсивности турбулентности с линейной функцией аппроксимации и (г) OSPL в зависимости от пространственной дисперсии интенсивности турбулентности.

6. Выводы

Была представлена активная сетка турбулентности, которую можно использовать для генерации турбулентность притока осевых вентиляторов. Акустическая характеристика активной турбулентной сетки показали, что собственный шум сети достаточно низок и не оказывает существенного влияния на следует ожидать спектры звукового давления исследуемых осевых вентиляторов. Кроме того, Установлено, что тональные пики активной турбулентной сетки зависят от вращательного движения. скорости валов и количества шагов шаговых двигателей. На основе 3D

$$= 0{,}8656 \quad + 57{,}2 \text{ дБ}$$

исследованиями с использованием горячей проволоки было продемонстрировано, что активная турбулентная сетка может быть использована

$$= 0{,}1195 \quad + 74{,}25 \text{ дБ}$$

генерировать большое количество различных условий притока и что средняя турбулентность характеристики и характеристики пространственной турбулентности, вызванные теплообменниками, могут быть воспроизводится с помощью активной сетки турбулентности. Звуковое излучение исследуемого наклоненный вперед осевой вентилятор между теплообменником и активной турбулентной решеткой, что оба создают сопоставимые условия притока, также имеют схожие тенденции. Здесь различия в высокочастотном диапазоне можно объяснить отсутствием ребер охлаждения. На основе В большом количестве исследований звукового излучения была обнаружена линейная зависимость между уровень звукового давления на первой частоте прохождения лопатки и пространственное отклонение уровень турбулентности. Никакой корреляции между звуковым излучением на 1. БПФ обнаружено не было. и пространственное среднее значение уровня турбулентности. Этот результат свидетельствует, с одной стороны, о том, что Поле пространственного течения существенно влияет на звуковое излучение осевых вентиляторов и на другие С другой стороны, для понимания механизмов генерации звука у осевого вентилятора не достаточно только средних значений. Однако общий уровень звукового давления до 1 кГц не

Machine Translated by Google

зависят не от пространственной дисперсии уровня турбулентности, а от пространственного среднего уровня турбулентности. Полученное значение пространственных отклонений уровня турбулентности и масштаба длины следует учитывать в будущих исследованиях турбулентности притока осевых вентиляторов, чтобы добиться лучшего понимания между звуковым излучением и полем потока.

Вклад автора: Концептуализация, FC; методология, ФК; программное обеспечение, ФК; валидация, FC; формальный анализ, ФК; расследование, ФК; ресурсы, СБ; курирование данных, FC; письмо – подготовка оригинального черновика, FC; написание — рецензирование и редактирование, ФК и СБ; визуализация, ФК; надзор, СБ; администрация проекта, ФК и СБ; приобретение финансирования, SB. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: FC и SB выражают благодарность Федеральному министерству экономики и защиты климата (Bundesminesterium für Wirtschaft und Klimaschutz – BMWK) (Forschungskuratorium Maschinenbau eV–FKM, AiF-Forschungsvereinigung, проект: Installationseffekte Axial, грант № 20659 H/1). Gefördert durch Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundesstages.

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: Мы хотели бы поблагодарить Консультативный комитет проекта FLT и компанию Thermofin GmbH за поддержку в исследовательском проекте.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Роуч П.Е. Генерация почти изотропной турбулентности с помощью сеток. Межд. J. Поток теплоносителя 1987, 8, 82–92. [Перекрестная ссылка]
2. Каролус, ТН; Штремель, М. Колебания давления на поверхности лопаток и акустическое излучение от ротора осевого вентилятора из-за турбулентных приток. Акта Акуст. Юнайтед Акуст. 2002, 88, 472–482.
3. Лавуа, П.; Джениди, Л.; Антония, Р.А. Эффекты начальных условий при затухающей турбулентности, создаваемой пассивными решетками. Дж. Гидромеханика. 2007, 585, 395–420. [Перекрестная ссылка]
4. Макита, Х.; Касса, К. Генерация активной турбулентности в лабораторной аэродинамической трубе. В достижениях в области турбулентности; Шпрингер: Берлин, Германия, 1991 г.; Том 3, стр. 497–505. [Перекрестная ссылка]
5. Торманн А.; Менево, К. Затухающая турбулентность в присутствии бессдвигового однородного градиента кинетической энергии. Дж. Турбул. 2015, 16, 442–459. [Перекрестная ссылка]
6. Ларссен, СП; Девенпорт, У.Дж. О возникновении крупномасштабной однородной турбулентности. Эксп. Жидкости 2011, 50, 1207–1223. [Перекрестная ссылка]
7. Мыдларски Л. Бурная четверть века активных сетей: От Макиты (1991) до наших дней. Жидкостная Дин. Рез. 2017, 46, 061401. [Перекрестная ссылка]
8. Хидехару, М. Реализация крупномасштабного поля турбулентности в небольшой аэродинамической трубе. Жидкостная Дин. Рез. 1991, 8, 53. [CrossRef] 9. Кэрролл, П.; Чессер, М.; Лайонс, П. Полевые исследования тепловых насосов с воздушным источником: систематический обзор литературы. Обновить. Поддерживать. Энергия преп. 2020, 134, 110275. [CrossRef]
10. Чвелонг, Ф.; Флосс, С.; Кальтенбахер, М.; Беккер, С. Снижение шума в модулях теплообменников за счет интеграции пластинчатых поглотителей. с отверстиями менее миллиметра. Акта Акуст. 2021, 5, 35. [CrossRef]
11. Чвелонг, Ф.; Кремер, Ф.; Беккер, С. Экспериментальные исследования шумовой эмиссии осевых вентиляторов под воздействием теплообменников на стороне всасывания. В материалах 25-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Делфт, Нидерланды, 20–23 мая 2019 г.; п. 2618. [ПерекрестнаяСсылка]
12. Люциус, А.; Шнайдер, М.; Швейцер-Де Бортоли, С.; Герхард, Т.; Гейер, Т. Аэроакустическое моделирование и экспериментальная проверка излучения звука осевым вентилятором, применяемым в тепловом насосе. В материалах 23-го Международного конгресса по акустике, Universitätsbibliothek der RWTH Aachen, Ахен, Германия, 9–13 сентября 2019 г.
13. Риз, И. Numerische Untersuruchung des Luftseitigen Wärmeübergangs und Druckverlustes в Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit Verschiedenen Rohrformen. доктор философии Диссертация, Технический университет Бергакадемии Фрайберга, Фрайберг, Германия, 2004 г.
14. Чвелонг, Ф.; Беккер, С. Aktives Turbulenzgitter — Generierung definierter Zuströmturbulenzen für Axialventilatoren. В Материалы DAGA 2021, Вена, Австрия, 15–18 августа 2021 г.
15. Херст, Р.Дж.; Лавуа, П. Влияние начальных условий активной сетки на турбулентность с высоким числом Рейнольдса. Эксп. Жидкости 2015, 56, 185. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

16. Чвелонг, Ф.; Солдат, Дж.; Беккер, С. О взаимодействии поля наведенного потока теплообменников с осевыми вентиляторами. Эксп. Терм. Наука о жидкости. 2022, 139, 110697. [CrossRef]
17. Кремер, Ф.; Мюллер, Дж.; Беккер С. Исследование аэроакустических свойств осевых вентиляторов низкого давления с различной компоновкой лопаток. AIAA J. 2018, 56, 1507–1518. [Перекрестная ссылка]
18. Кремер Ф.Дж. Звуковая эмиссия осевых вентиляторов низкого давления в условиях искаженного притока; Университетское издательство FAU: Бока-Ратон, Флорида, США, 2018 г. [CrossRef]
19. Пфляйдерер, К. Стрёмунгсмашинен; Шпрингер: Берлин, Германия, 2013.
20. Кремер, Ф.Дж.; Моро, С.; Беккер, С. Экспериментальное исследование взаимодействия между звуковым полем и полем потока в перекошенные осевые вентиляторы низкого давления. Дж. Звук Виб. 2019, 442, 220–236. [Перекрестная ссылка]
21. DIN EN ISO 5801; Вентиляторы – тестирование производительности с использованием стандартизированных воздуховодов (ISO 5801: 2007, включая COR 1: 2008), немецкая версия EN ISO 5801. Немецкий институт стандартизации: Берлин, Германия, 2008.
22. Окер, К.; Гейер, Т.Ф.; Чвелонг, Ф.; Кремер, Ф.; Паннерт, В.; Меркель, М.; Беккер, С. Проницаемые передние кромки крыла и вентилятора. Снижение шума при нарушенном притоке. AIAA J. 2021, 59, 4969–4986. [Перекрестная ссылка]
23. Моро, С.; Роджер, М. Конкурирующие механизмы широкополосного шума в тихоходных осевых вентиляторах. Журнал AIAA 2007, 45, 48–57. [Перекрестная ссылка]
24. Каролус, Т.; Шнайдер, М.; Риз, Х. Широкополосный шум и прогнозирование осевого вентилятора. Дж. Звук Виб. 2007, 300, 50–70. [Перекрестная ссылка]
25. Брюун, Х.Х. Анемометрия с горячей проволокой: принципы и анализ сигналов; Издательство Оксфордского университета: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1996.
26. Йоргенсен, Ф.Е. Как измерить турбулентность с помощью термоанемометров: Практическое руководство; Dantec Dynamics A/S: Сковлунде, Дания, 2001.
27. Дерст Ф. Механика жидкости: введение в теорию потоков жидкости; Springer Science & Business Media: Берлин, Германия, 2008 г.
28. Эль-Габри, Луизиана; Турман, доктор медицинских наук; Пуансатте, РЕ. Процедура определения масштабов длины турбулентности с использованием термоанемометрии; Технический отчет, GRC-E-DAA-TN4063; Национальное управление по аэронавтике и исследованию космического пространства, Исследовательский центр Гленна: Кливленд, Огайо, США, 2014 г.
29. Куриан Т.; Франссон, Дж. Х. Еще раз о турбулентности, создаваемой сеткой. Жидкостная Дин. Рез. 2009, 41, 021403. [CrossRef]
30. Чвелонг, Ф.; Флосс, С.; Кальтенбахер, М.; Беккер, С. Влияние поглотителя микроперфорированного воздуховода на излучение звука и Производительность осевых вентиляторов. Прил. Акуст. 2021, 174, 107746. [CrossRef]
31. Чвилонг, Ф.; Беккер С. Управляемая турбулентность притока и аэроакустическое взаимодействие осевых вентиляторов с активной турбулентной решеткой. В материалах FAN 2022 — Международной конференции по шуму вентиляторов, аэродинамике, приложениям и системам, Санлис, Франция, 27–29 июня 2022 г. [CrossRef]
32. Чвелонг, Ф.; Грушка В.; Беднарик, М.; Беккер С. Об акустических эффектах звуковых кристаллов в теплообменниках. Прил. Акуст. 2021, 182, 108253. [CrossRef]
33. Бидерманн, ТМ; Чекай, П.; Хинтцен, Н.; Камейер, Ф.; Пашерайт, К.О. Применимость аэроакустических законов масштабирования ведущих краевые зубцы для вращающихся применений. Акустика 2020, 2, 579–594. [Перекрестная ссылка]
34. Окер, К.; Чвелонг, Ф.; Гейер, Т.Ф.; Чайтанья, П.; Меркель, М.; Беккер, С. Проницаемые конструкции для передового снижения шума. В материалах AIAA AVIATION 2021 FORUM, виртуальное мероприятие, 2–6 августа 2021 г.; п. 2192. [ПерекрестнаяСсылка]
35. Шарланд И. Мл. Источники шума в осевых вентиляторах. Дж. Звук Виб. 1964, 1, 302–322. [Перекрестная ссылка]
36. Боммес, Л. (ред.) Ventilatoren; Vulkan-Verlag GmbH: Эссен, Германия, 2003 г.
37. Ван Вельдхуизен, Д.А.; Ламонт, ГБ Эволюционные вычисления и сходимость к фронту Парето. В материалах последних статей на конференции по генетическому программированию 1998 г., Мэдисон, Висконсин, США, 22–25 июля 1998 г.; стр. 221–228.
38. Люциус, А.; Хюттер, С.; Дитрих, П.; Шнайдер, М.; Леманн, М.; Гейер Т. Экспериментальное и численное исследование аэроакустики осевого вентилятора в условиях возмущенного притока. В материалах Fan 2018, Международная конференция по шуму вентиляторов, аэродинамике, приложениям и системам, CETIAT, Дармштадт, Германия, 18–20 апреля 2018 г.
39. Шнайдер, М.; Фельдманн, К. Психоакустическая оценка шума вентилятора. В материалах Международной конференции Fan 2015 по шуму вентиляторов, технологиям и численным методам, Лион, Франция, 15–17 апреля 2015 г.

Отказ от ответственности/Примечание издателя: Заявления, мнения и данные, содержащиеся во всех публикациях, принадлежат исключительно отдельному автору(ам) и участникам(ам), а не MDPI и/или редактору(ам). MDPI и/или редактор(ы) не несут ответственности за любой вред людям или имуществу, возникший в результате любых идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в контенте.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Исследования по стабилизации течения обратного
Изогнутые центробежные рабочие колеса при низком расходе

Фридер Лёрхер 1,*, Сандра Хаб [1], Марлен Санжозе 2,3 и Стефан Моро [3]

[1] ZIEHL-ABEGG SE, Отдел вентиляции, Хайнц-Циль-Штрассе, 74653 Кюнцельсау, Германия
[2] Департамент машиностроения, Высшая школа технологий , Университет Квебека , 1100 rue Notre-Dame Ouest, Монреаль, QC H3C 1K3, Канада Департамент
[3] машиностроения , Университет Шербрука, 2500 Boulevard de L'Université, Шербрук, QC J1K 2R1, Канада * Адрес для переписки:
frieder.loercher@ziehl-abegg.de

Аннотация: Для центробежного вентилятора с загнутыми назад лопатками снижение объемного расхода от расчетной рабочей точки до частичной нагрузки приводит к увеличению уровня шума и снижению эффективности.

Спектральный состав возникающего шумового излучения можно охарактеризовать субгармоническим горбом с несколькими гармониками. На основе узкополосных акустических измерений и численного анализа решетки-Больцмана.

моделирования, требуется более глубокое понимание. Установлено, что нестационарные режимы потока ниже по течению играют центральную роль в ухудшении характеристик; и исследованы средства геометрической стабилизации потока .

Ключевые слова: шум центробежного вентилятора; субгармонические горбы; решеточный метод Больцмана; механизм генерации шума ; стабилизация потока для центробежных вентиляторов с загнутыми назад лопатками

check for updates

Цитирование: Лёрхер, Ф.; Хаб, С.; Санхосе, М.; Моро, С. Исследования, касающиеся стабилизации потока центробежных рабочих колес с загнутыми назад лопатками при низком расходе. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 37. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040037 .

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 22 августа 2022 г.
Принято: 30 ноября 2022 г.
Опубликовано: 7 декабря 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

Многие вентиляторы отмечают, что уровень шума значительно увеличивается при движении по характеристической кривой, начиная с оптимальной точки с минимальным уровнем шума в сторону меньших объемных расходов при постоянной скорости вращения крыльчатки. Рассматривая вентиляторы с осевым потоком, Камейер и Найз [1] экспериментально определили структуры потока, вращающиеся в одном направлении со скоростью примерно половины скорости вращения крыльчатки, которые они назвали «вращающимися неустойчивостями». Они предположили, что причина этого шумового явления находится в более широкой, но отчетливой частотной области ниже частоты прохождения лопасти (BPF). Монжо [2] описывает характерные источники шума для центробежных турбомашин при 0,7, 1,5 и 2,1 BPF и связывает их со структурой потока, вращающейся со скоростью около 30% скорости вала. Вращающиеся структуры когерентного потока как источник узкополосного шума в осевых вентиляторах описаны Zhu et al. в [3]. Лучшее понимание этих механизмов и разработка стратегий смягчения последствий могли бы расширить возможности применения центробежных вентиляторов для потоков меньшего объема и сделать их менее чувствительными к образованию шума в этом направлении. В данной работе этот вид источника шума идентифицирован и охарактеризован экспериментально на примере центробежного рабочего колеса с загнутыми назад лопатками диаметром D = 355 мм. Результаты воспроизводятся в численной установке с нестационарным решателем Решётки-Больцмана. Опираясь на численные результаты, можно получить более глубокое понимание механизмов генерации шума. Благодаря этому пониманию стало возможным разработать и исследовать модификации, позволяющие значительно улучшить акустическую сигнатуру.

Одна технология смягчения последствий продемонстрирована как численно, так и экспериментально.

2. Экспериментальное
исследование 2.1. Описание конфигурации

Исследуемый центробежный вентилятор диаметром D = 355 мм, представленный на рисунке 1a, имеет семь загнутых назад лопаток, изготовленных из листового металла. Лопасти представляют собой круглые профили, выдавленные перпендикулярно плоской ступице. Они приварены к ступице и к изогнутому вращающемуся элементу.

Machine Translated by Google

саван. Вентилятор установлен без корпуса. Безэховая установка ZIEHL-ABEGG, показанная на рисунке 1b, состоит из двух больших безэховых помещений, разделенных перегородкой. Раструб , прикрепленный к перегородке, направляет поток в вентилятор, установленный в камере статического давления ниже по потоку (рис. 1a). Зазор между вращающимся кожухом вентилятора и сужающимся воздухозаборником составляет 3 мм. Вентилятор испытывается при постоянной частоте вращения n = 2975 об/мин для различных скоростей потока, при этом частота вращения лопаток (ЧЧ) составляет 347 Гц.



(а) (б)

Рис. 1. Экспериментальная установка: (a) вид исследуемого вентилятора снизу по потоку; (b) безэховые испытательные стенды компании ZIEHL-ABEGG.

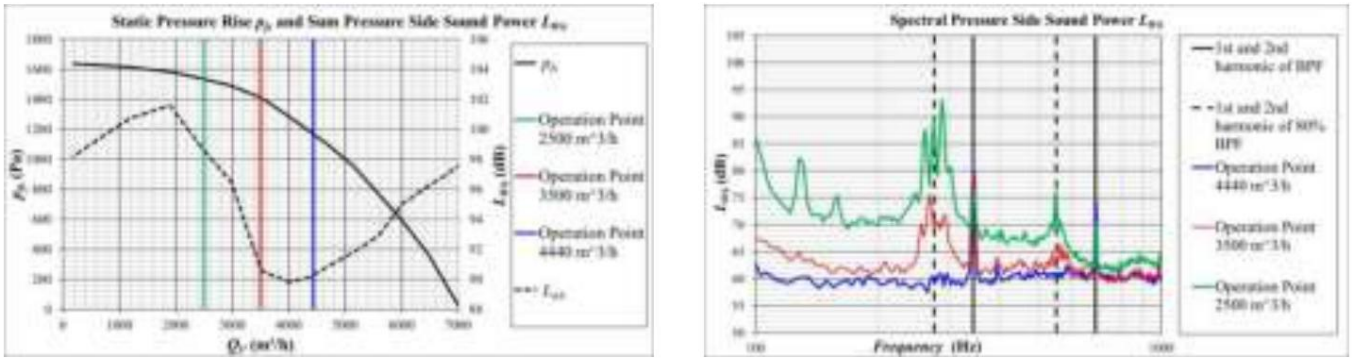
2.2. Результаты эксперимента

На рис. 2a представлены характеристические кривые, измеренные для частоты вращения n = 2975 об/мин. Повышение статического давления pfs в зависимости от объемного расхода QV представлено сплошной черной линией, а уровень звуковой мощности LW6, измеренный в камере давления на стороне нагнетания (после вентилятора), – черной пунктирной линией. LW6 имеет минимальное значение 90 дБ при QV 4000 м3/ч. В сторону уменьшения объемного расхода уровень звуковой мощности резко возрастает до 101 дБ при QV 2000 м3/ч. Подобный скачок звуковой мощности в области малых потоков типичен для многих конструкций вентиляторов. Это характерно для самых разных конструкций центробежных вентиляторов с загнутыми назад лопатками без корпуса. Чтобы исследовать это поведение, спектральный состав LW6 показан на рисунке 2b для трех рабочих точек, выделенных вертикальными цветными линиями на рисунке 2a. При QV = 4440 м3/ч спектр достаточно ровный в отображаемой области частот от 100 Гц до 1000 Гц, за исключением некоторых характерных пиков на частоте прохождения лопаток (ЧПЧ) и ее гармониках. При переходе к более низким объемным расходам в широком диапазоне частот появляется дополнительное явление шума, сосредоточенное примерно на 80 % от BPF. Гармоники этого горба также проявляются, но с меньшей амплитудой.

ћ При уменьшении объемного расхода уровень звуковой мощности резко возрастает до ћ.

Эти явления называются субгармоническими горбами. Они характерны (но не только) для центробежных и смешанных вентиляторов. Хотя широкополосный шум также увеличивается в сторону уменьшения объемного расхода, упомянутый резкий рост LW6 на рисунке 2a может быть тесно связан с этой субгармоникой. В настоящей работе проводится численное исследование, чтобы глубже понять природу горбов и лежащие в их основе механизмы генерации звука.

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 2. Результаты эксперимента: (a) характеристическая кривая повышения статического давления pfs и суммарного уровня звуковой мощности на стороне давления LW6 при скорости вращения n = 2975 об/мин; (b) спектральный состав уровня звуковой мощности LW6 на стороне давления для трех рабочих точек.

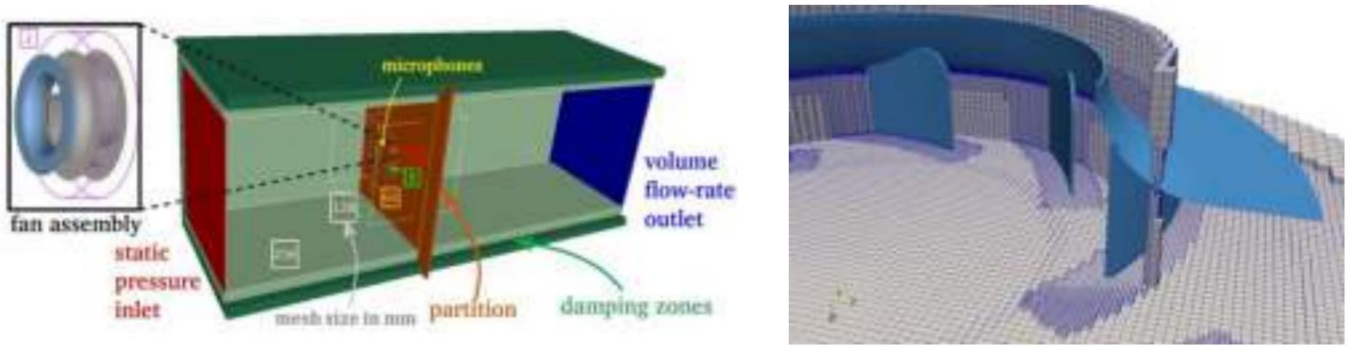
3. Численное исследование 3.1.

Численная установка B

В настоящем моделировании используется решатель PowerFLOW 5.5a, основанный на решеточном методе Больцмана (LBM). Подход, естественно, является переходным и сжимаемым, обеспечивая прямое понимание гидродинамических механизмов, ответственных за источники звука, а также распространение звука в вентиляторе и за его пределами в свободном поле. Вместо изучения макроскопических количеств жидкости LBM отслеживает временную и пространственную эволюцию усеченной функции распределения частиц на решетчатой сетке. Эволюция распределения частиц приводится к равновесию с помощью так называемого оператора столкновений, аппроксимируемого моделью БГК (Бхатнагара-Гросса-Крука) [4]. Дискретные уравнения Решетки-Больцмана решаются с 19 дискретными скоростями для усечения третьего порядка функции распределения частиц, что, как было показано, достаточно для восстановления сжимаемых уравнений Навье-Стокса для идеального газа при малых числах Маха в изотермических условиях [5, 6]. В PowerFLOW используется одно время релаксации , связанное с безразмерной ламинарной кинематической вязкостью [6]. Это время релаксации заменяется эффективным временем турбулентной релаксации, которое получается с помощью систематической процедуры ренормгруппы, подробно описанной в [7]. Он фиксирует крупные структуры в безэховом помещении, а также небольшие турбулентные масштабы, которые возникают вдоль поверхностей лопастей и стенок, моделируя крупные вихри. Конкретное расширение, разработанное для вращающихся машин, можно найти в Pérot et al. [8]. Расчетная область включает в себя две соединенные безэховые комнаты, как показано на рисунке 3a. Квадратное поперечное сечение объема моделирования имеет ширину 10 м, а камеры верхнего и нижнего течения также имеют длину 30 м и 20 м соответственно. Атмосферное давление p = 101,325 Па приложено к левой красной поверхности, а объемный расход Qv — к красной поверхности ниже по потоку. Рассмотрены сужающееся входное сопло и детальная геометрия крыльчатки вентилятора. При числовой настройке отбрасываются только двигатель и его вал. Разрешение сетки в области определяется последовательными внедренными объемами, показанными на рисунке 3, при этом размер сетки между ними уменьшается в два раза. Разрешение вокруг лопастей вентилятора и стенки впускного сопла составляет 0,5 мм, как показано на поперечном сечении вентилятора на рисунке 3b. Объем вокруг вентилятора определяется как вращающийся объем со скоростью вращения. На всех поверхностях стен применяются расширенные логарифмические функции стенок для учета неблагоприятных и благоприятных градиентов давления [9] . Общая числовая область насчитывает 98 миллионов ячеек и 7 миллионов поверхностных элементов. Моделирование выполняется для нескольких скоростей потока. Во-первых, установка инициализируется в два этапа из предварительно сходящегося потока, полученного в результате моделирования с более грубыми сетками без областей измельчения с самым высоким разрешением (50 оборотов рассчитываются на сетке с максимальным разрешением 2 мм, а затем 25 оборотов рассчитываются на сетке с максимальным разрешением). разрешение 1 мм). Затем окончательная сетка, описанная выше (рис. 3b), используется для прогнозирования производительности. Сходимость получена после двух оборотов вентилятора.

Machine Translated by Google

на самой мелкой сетке, и данные собираются для следующих пяти оборотов вентилятора. Статическое давление регистрируется в точных местах расположения микрофонов в экспериментах. Кроме того, некоторые поперечные сечения, в том числе на высоте середины лопасти (средний пролет) и поверхность лопасти, записываются при высокочастотной выборке для частотного анализа. Представленная выше численная модель проверена путем сравнения характеристик с экспериментальными измерениями, полученными на сертифицированном по ISO 5801 оборудовании ZIEHL-AB



(а) (б)

Рисунок 3. Определения расчетной области и объема уточнения: (а) числа в квадратах обозначают размер сетки в мм для очерченного объема уточнения; (б) и разрешение сетки вокруг лопастей вентилятора.

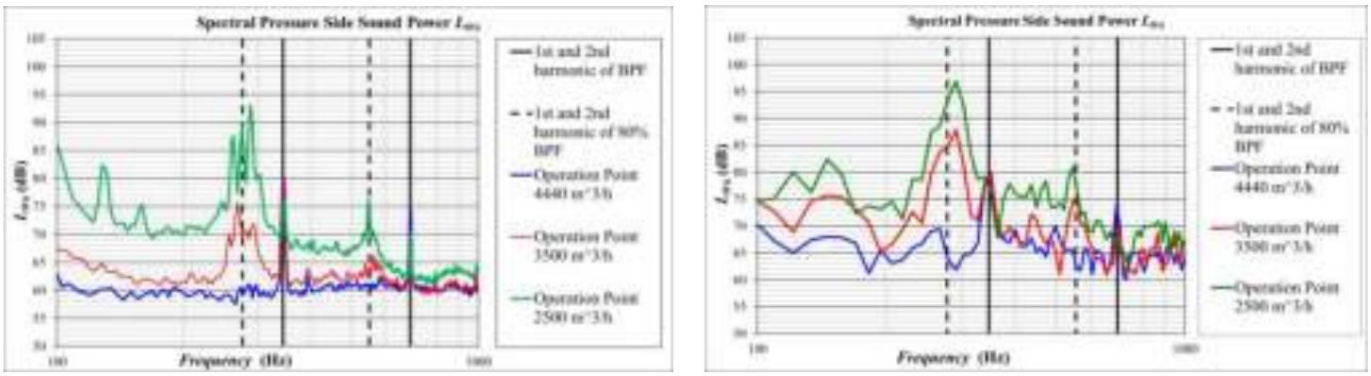
3.2. Численные результаты

Уровни звуковой мощности LW6, рассчитанные аналогично экспериментальным данным на рисунке 2b, приведены на рисунке 4b на основе статического давления, полученного из моделирования LBM . Основной вывод, который можно сделать из сравнения графиков на рисунке 2b, воспроизведенных на рисунках 4a и 4b, заключается в том, что субгармонические выступы также являются доминирующими механизмами шума в численном методе. Разрешение по частоте на рисунке 4b грубее, чем на рисунке 2b, из-за доступной длины выборки для данных, составляющей всего около пяти оборотов рабочего колеса. Тем не менее возникновение субгармонических горбов первого и второго порядка отчетливо наблюдается эквивалентным образом и в очень похожей количественной степени, как и в физическом эксперименте. Искажение впуска является основной причиной тонов в BPF [10]. Кроме того, условия притока в моделировании более однородны, чем в эксперименте (см., например, [11]), поскольку поле потока в камере выше по течению не полностью развилось в моделировании из-за ограниченного периода сбора данных , составляющего всего пять обороты крыльчатки. Оба ограничения, присущие моделированию, могут объяснить более низкий и более широкий пик на BPF. Более того, первый вывод, который можно сделать, заключается в том, что механизм генерации субгармонических выступов в основном зависит от поля потока ниже по потоку, создаваемого рабочим колесом, и, следовательно, соответствует механизму генерации самоиндуцированного шума. Анализируя поле нестационарного потока, возникающее в результате моделирования LBM, выполненного в настоящей модели, можно получить некоторое представление об этом механизме генерации шума, поскольку он хорошо фиксируется в акустических спектрах.

На рисунке 5 показано мгновенное распределение давления в поперечном сечении лопатки в середине размаха . Можно наблюдать различные структуры потока после и радиально снаружи рабочего колеса. Эти структуры потока имеют разную форму (количество лепестков) для каждого из трех расходов. С уменьшением QV они становятся менее симметричными, их окружные волновые числа уменьшаются и они движутся радиально внутрь к лопастям. С помощью методов нестационарной визуализации можно наблюдать, что структуры потока соответствуют вихревым структурам, вращающимся в одном направлении со значительно уменьшенной скоростью вращения по сравнению со скоростью вращения рабочего колеса. Это подтверждается модальным анализом в следующем р Вихри создаются и нагнетаются за счет отрывной завихренности лопаток рабочего колеса, вызванной явлениями отрыва потока на всасывающих поверхностях лопаток. Предполагается, что взаимодействие рабочего колеса с показанными структурами течения является источником

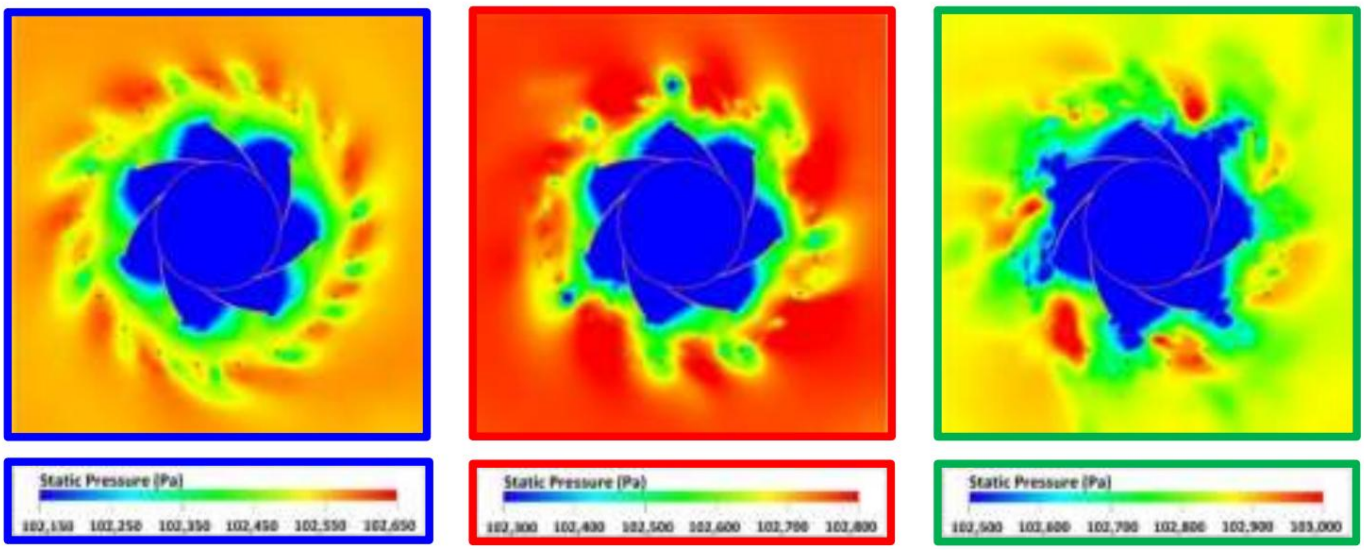
Machine Translated by Google

субгармонические горбы. Точный анализ механизма генерации шума внутри рабочего колеса, вызванного этим взаимодействием, является содержанием будущих исследований. В следующем разделе представлен анализ, позволяющий более осязаемо и количественно охарактеризовать структуры вращающегося потока, чтобы укрепить гипотезу о том, что они являются первоначальным источником субгармонических выступов.



(а) (б)

Рисунок 4. Сравнение спектральных результатов: (a) обзор экспериментальных спектральных результатов рисунка 2b; (b) числовые спектральные результаты уровня звуковой мощности LW6 на стороне давления для тех же трех рабочих точек (b).



(а) (б) (с)

Рис. 5. Распределение мгновенного статического давления на плоском разрезе посередине между ступицей и вращающимся бандажом (диапазон 50 %): (а) QV = 4440 м3/ч; (б) QV = 3500 м3/ч; (в) QV = 2500 м3/ч.

3.3. Модальный анализ структур потока на основе численных результатов.

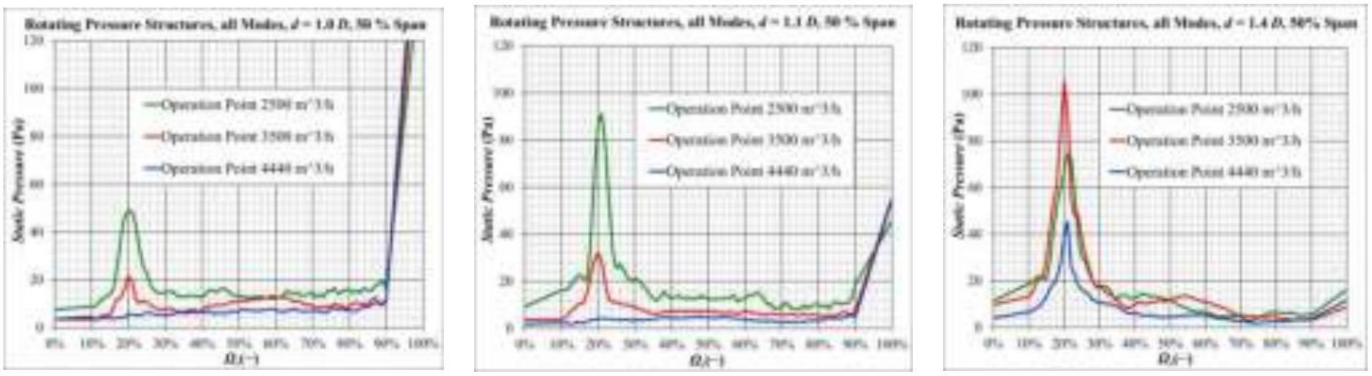
Был проведен несколько интуитивный анализ для идентификации и характеристики вращающихся структур потока в зависимости от их скорости вращения и силы в зависимости от рабочей точки, а также радиального и осевого положения. Он был получен на основе метода, описанного в [12], с целью получить дополнительную количественную оценку амплитуд структур течения. При анализе рассматривается вспомогательная сетка «наблюдатель», состоящая из соосных окружностей с дискретной и эквидистантной дискретизацией в окружном (θ) напр Эта сетка «наблюдателя» вращается с произвольными скоростями «тестового» вращения σi . В каждый момент данные о нестационарном потоке моделирования интерполируются на сетку «наблюдателя». Затем поле течения усредняется по времени. Обратите внимание, что наблюдатель (сетка), который вращался бы в

Machine Translated by Google

амплитуды структур течения. При анализе использовалась вспомогательная сетка «наблюдателя», состоящая из

придумал. Эта сетка «наблюдателя» вращается произвольным «тестом».

сетка «наблюдатель». Затем поле течения усредняется по времени. Обратите внимание, что наблюдатель (сетка) с той же скоростью вращения, что и структура пространственного потока, будет наблюдать эту пространственную структуру как пространственную структуру как стационарную. Таким образом, для данного «синхронного» испытания скорость вращения σ стационарна. Таким образом, для данной «синхронной» тестовой скорости вращения σi после временного усреднения структуры все равно будут присутствовать в усредненных полях. С другой стороны, когда скорость вращения наблюдателя σi теста существенно отличается от скорости вращения структуры потока , структуры будут сглаживаться скоростью временного усреднения , структуры будут сглаживаться оператором временного усреднения, предполагая достаточно большое время усреднения. . Таким образом, усредненные по времени данные о потоке на каждой вращающейся сетке наблюдателя представляют собой пространственные структуры потока, которые вращаются со скоростью вращения σi . Описанное усреднение проводилось для достаточно большого числа тестовых скоростей вращения σi . Для минимизации ошибки наложения времен, связанной с интерполяцией из сетки кубических элементов моделирования, была применена некоторая техника фильтрации. Следующий шаг процедуры состоит из окружного преобразования Фурье для каждой тестовой скорости вращения σi для количественной оценки периодических режимов вращения. На рисунке 6 представлены некоторые репрезентативные результаты анализа.



(а) (б) (с)

Рис. 6. Результаты модального анализа вращающихся конструкций за колесом вентилятора в середине пролета для радиальных положений: (а) при d = 1,0 D; (б) при d = 1,1 Д; (в) при d = 1,4 Д.

Относительное вращение Ωr определяется как соотношение испытательной скорости вращения σi и скорости вращения крыльчатки Ω σ : Ωr = σi /n. Для каждого относительного вращения Ом Ωr и интересующей величины потока f (например, давления или скорости) среднее по времени за пять рассматриваемых оборотов + запаздывающей функции fx + Ωr ·n·) r ·t со временем средний оператор ·, который впоследствии ~ ( ) r ·t вычисляется, в результате чего получается пространственное поле течения Ωr( ) = + (fΩr x = f x + Ωr ·n· анализируется с помощью пространственного анализа Фурье в окружном направлении в различных осевых и радиальных положениях. Энергия всех мод пространственного колебания давления всех волновых чисел (норма L2 всех коэффициентов Фурье, если не среднее значение полученное преобразованием Фурье Ω в окружном направлении) показано на рисунке 6 как функция Ωr . На рисунке 6а колебание давления при вращении представлено для круга, расположенного в середине размаха с диаметром d , соответствующим наружному диаметру D рабочего колеса, то есть места расположения датчиков расположены очень близко к задним кромкам лопаток. На рисунке 6b диаметр d составляет 110% D; а на рисунке 6c диаметр круга составляет 140% D. Можно наблюдать следующее:

- 1-й вид четких вращающихся структур можно наблюдать при Ωr = 100 % (самая правая точка на каждом графике). Это ожидаемые совращающиеся структуры, исходящие непосредственно от лопастей. По мере удаления от лопасти вращающиеся структуры при этом Ωr быстро уменьшаются. • Можно наблюдать 2-й вид значимых вращающихся структур, который имеет максимум при Ωr 20 % (для данного конкретного рабочего колеса). Вблизи задней кромки лопатки при d = 1,0 D и d = 1,1 D ((a), (б)) амплитуда колебаний существенно возрастает с уменьшением объемного расхода QV. Вращающиеся конструкции имеют диаметр задней кромки лопасти, обладающий важной прочностью, особенно для более низких объемных расходов QV (рис. 6a, сравнение трех рабочих точек).

Machine Translated by Google

- Частота взаимодействия вращающихся структур потока равна f 0 = (1 Ωr) · BPF. При Ωr = 20% мы получаем f 0 = 80%·BPF, что соответствует тому, что наблюдалось на рисунках 2 и 4.
- При удалении в радиальном направлении от задней кромки лопатки сила вращательных колебаний с Ωr = 20 % увеличивается и преобладает над 1-м видом колебаний , вращающихся вместе с рабочим колесом.
- Вращающаяся частота колебаний не концентрируется резко на Ωr = 20 %, а имеет значительную дисперсию, аналогично широкой форме субгармонических горбов в акустических спектрах.

- При d = 1,4 D прочность вращающихся конструкций для QV = 2500 м3/ч уже снижается, тогда как прочность вращающихся конструкций для QV = 3500 м3/ч еще возрастает. Вращающиеся конструкции приближаются к задней кромке лопаток при уменьшении объемного расхода. Качественно это можно наблюдать и на рисунке 4.

4. Оптимизация

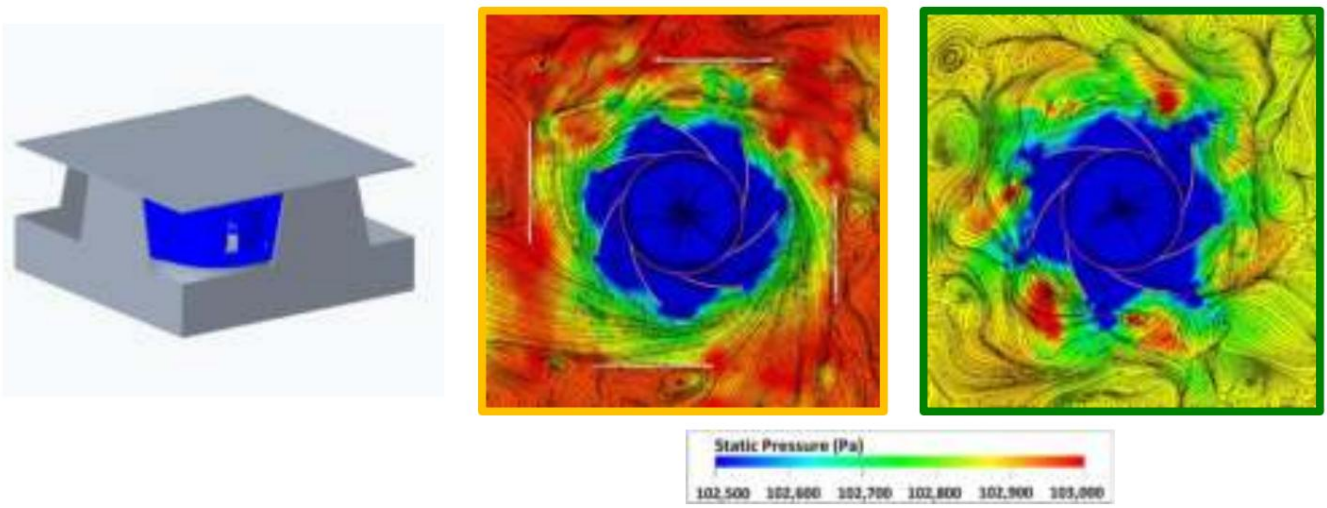
вентилятора 4.1. Численные исследования геометрических модификаций на нисходящей стороне

Некоторые геометрические модификации были исследованы с целью снижения прочности вращающихся структур потока с относительной скоростью вращения за потоком в районе задней кромки лопасти; или, по крайней мере, изменить их внешний вид в сторону еще более низких объемных расходов. Исследуемые модификации состоят из различных вертикальных панелей , которые приводят к сходящимся (или умеренно расходящимся) каналам потока после рабочего колеса. Представлен результат одной интересной модификации, другие также показали эффективность. Измененная геометрия приводит к ускорению потока и стабилизирует поток после рабочего колеса. Его можно рассматривать как простую лопатку статора. Менее вращающиеся вихревые структуры накапливаются или смываются дальше от задней кромки лопасти. Это хорошо видно при сравнении картины течения на плоском разрезе среднего пролета для рабочей точки QV = 2500 м3/ч на рисунке 7б с модификацией и на рисунке 7в без модификации. Благодаря модификации вблизи задних кромок лопаток присутствует значительно меньше вихревых структур и можно обнаружить более детерминированные и лучше организованные структуры течения. Это наблюдение подтверждается модальным анализом на рисунке 8a. Как предполагалось при обсуждении рисунка 7, при модификации присутствуют значительно менее важные вращающиеся структуры при Ωr = 20%. При Ωr = 0% в самой левой точке графиков, представляющей стационарные пространственные колебания давления в окружном направлении, можно наблюдать отчетливо видимое усиление при использовании модификации за счет наличия статорной конструкции. Спектральный состав звуковой мощности LW6 на Видно, что субгармонические горбы сильно уменьшены. Побочным эффектом является повышение гармоник BPF, поскольку пространственные периодические стационарные колебания индуцируются конструкцией статора, взаимодействующей с лопатками рабочего колеса.

4.2. Экспериментальные данные реализации

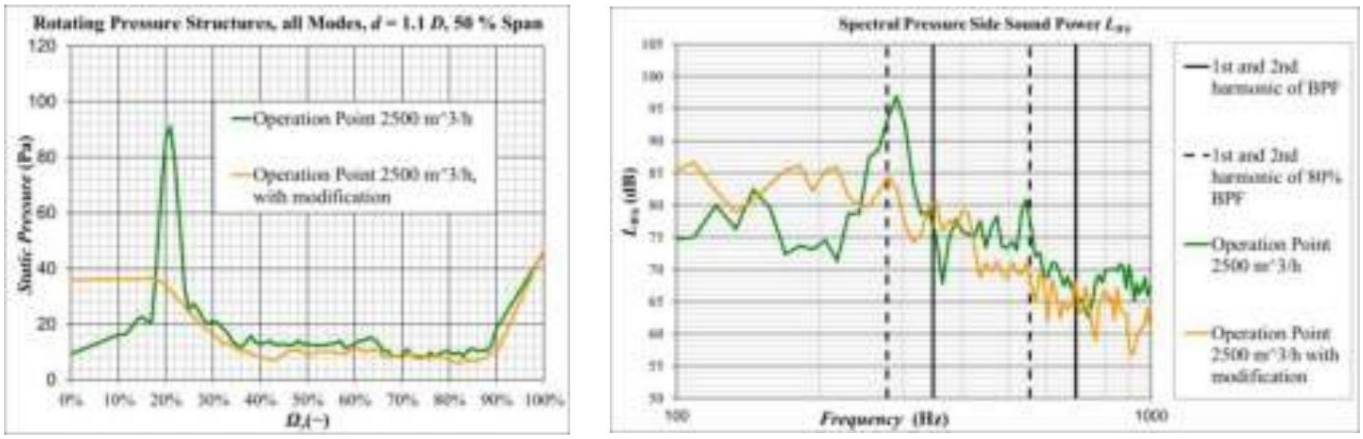
Представлены экспериментальные результаты модификации. Геометрия исследуемой оптимизации напорной стороны, аналогичная конструкции, исследованной в предыдущем разделе и показанной на рисунке 7a, изображена на рисунке 9a, где она установлена на испытательном стенде с электроприводом. Сравнение основано на измерениях с другим рабочим колесом с пятью лопастями трехмерной формы. Волнистый контур на передних кромках статорного устройства применен для снижения тонального шума, возникающего при взаимодействии ротор-статор. На рис . 9б показано сравнение характеристических кривых измерений без и с устройством оптимизации. Интересно, что достижимое повышение давления и статический КПД значительно увеличиваются. Подобно лопаткам статора, дополнительные пластины помогают восстановить давление после завихрения.

Machine Translated by Google



(а) (б) (с)

Рис. 7. Результаты численного исследования геометрической модификации: (а) Эскиз исследована геометрическая модификация; (б) мгновенные распределения статического давления с линиями тока в разрезе средней пролетной плоскости для QV = 2500 м3/ч с установленной модификацией; (с) распределения статического давления без модификации.



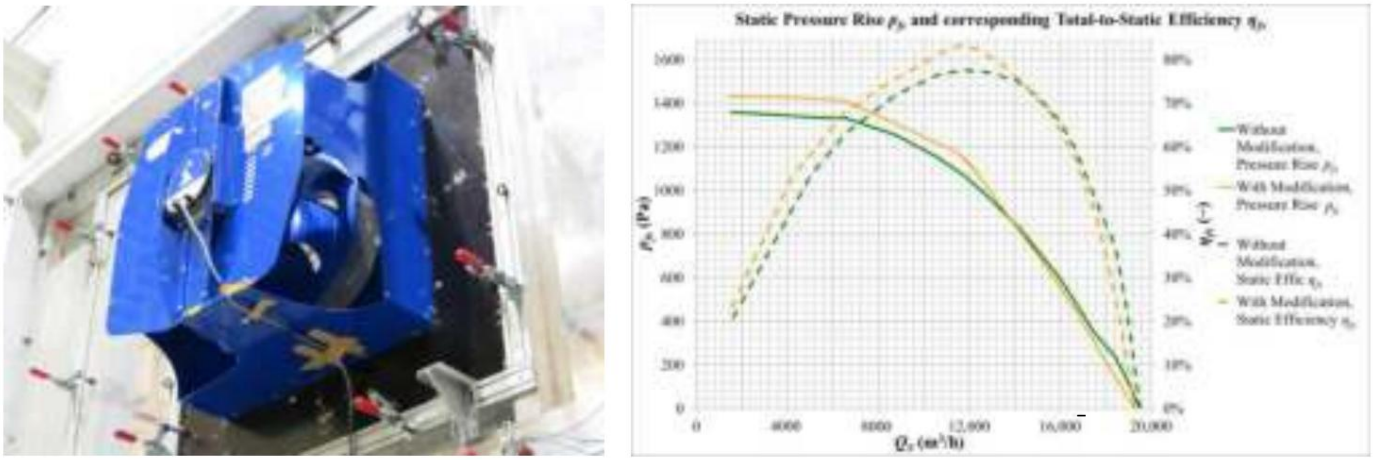
(а) (б)

Рис. 8. Корреляция вращающихся конструкций и звукового спектра: (а) модальный анализ вращающихся конструкций ; (b) спектральный состав уровня звуковой мощности на стороне давления LW6.

На рисунке 10 представлено сравнение уровней звуковой мощности. Слева (а) Уровень звуковой мощности LWA6, взвешенный по шкале A , показан как функция объемного расхода QV. В справа (б) для рабочей точки при QV = 6000 м3/ч спектральное распределение LWA6 можно увидеть. Частоты обезразмерены с помощью BPF. На рисунке 10a это может быть заметил, что звуковая мощность на стороне давления улучшается за счет модификации устройства на левую половину кривой заполнения, и снижение звуковой мощности увеличивается до 2 дБ(А) для более низкие объемные расходы QV. На рисунке 10б хорошо видно, что субгармонические горбы присутствует для этого центробежного вентилятора как с устройством модификации, так и без него, особенно на первый порядок субгармоник составляет около 80% от BPF. С помощью устройства модификации горбы значительно снижается при том же объемном расходе, что подтверждает полученные наблюдения из численных исследований. Оптимизация достигается только за счет применения устройство, расположенное ниже по потоку, без изменения условий притока или чего-либо в непосредственной близости рабочего колеса, что подтверждает выводы, представленные в этой статье. Применение Устройство оптимизации на стороне давления, с другой стороны, приводит к увеличению тонального шума,

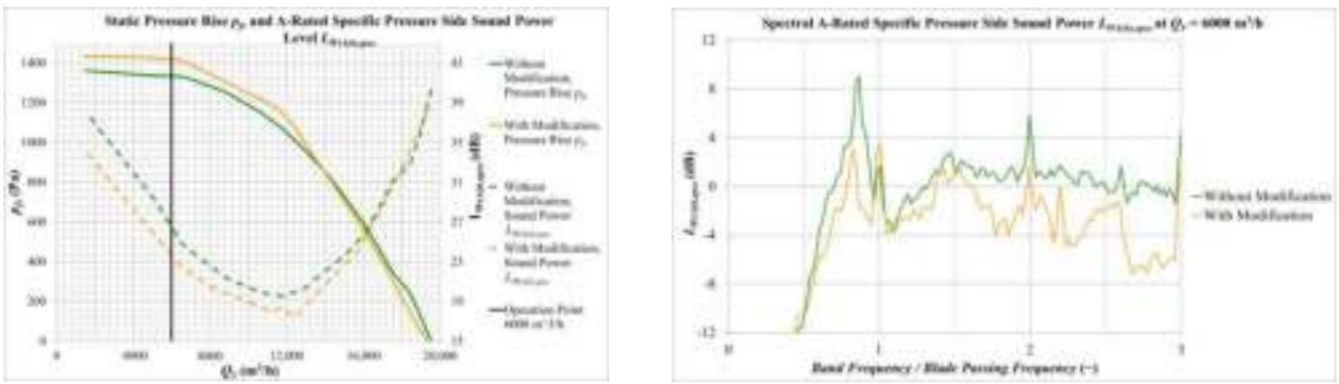
Machine Translated by Google

особенно первого порядка, за счет роторно-статорного взаимодействия, что в данном случае допустимо из-за относительно большого расстояния (около 1,6 диаметра рабочего колеса) между задними кромками лопаток рабочего колеса и волнистыми передними кромками статорного устройства. Однако интересно учитывать, что субгармонический шум технически подавляется тональным шумом на гармониках БПФ, поскольку за счет статорного устройства мы получаем стационарные структуры потока, а не вращающиеся структуры потока, взаимодействующие с лопатками рабочего колеса.



(а) (б)

Рис. 9. Результаты эксперимента для вентилятора с нисходящей модификацией: а – фотография реализации нисходящей модификации на испытательном стенде; (б) и характеристические кривые повышения статического давления pfs и полного статического КПД ηfs.



(а) (б)

Рисунок 10. Экспериментальная оценка влияния модификации ниже по потоку на удельную звуковую мощность LWA6 на стороне давления, взвешенную по шкале давления , для конфигурации, показанной на рисунке 9: (а) сумма звуковых мощностей; (б) спектральное распределение.

5. Выводы

Центробежные вентиляторы без корпуса, в частности, страдают от появления субгармонических неровностей при уменьшении расхода воздуха. Уровень звуковой мощности резко возрастает на стороне частичной нагрузки по сравнению с оптимальной рабочей точкой. Это называется звуковым скачком мощности. Это отдельные области в спектрах с гармониками, кратными 40–80% частоты прохождения лопатки (BPF), в частности с первой гармоникой, которая в значительной степени доминирует в спектрах звуковой мощности. Это шумовое явление связано с вращающимися структурами потока за рабочим колесом, которые взаимодействуют с задней кромкой лопаток. Для конкретного вентилятора это было показано с помощью численного исследования методом Решетки Больцмана. Модальный анализ был выполнен на данных, собранных ниже по течению от рек

Machine Translated by Google

задний край. Преобладающая скорость вращения этих структур потока составляет около 20% от скорости вращения рабочего колеса с тем же направлением вращения, что и рабочее колесо. Этот результат количественно объясняет области частот (80% BPF и кратные им значения, что является основной частотой взаимодействия между лопатками рабочего колеса и вращающимися конструкциями), в которых возникают субгармонические горбы. Вращающиеся структуры потока создаются самим рабочим колесом и создаются за счет отрыва завихренности боковых поверхностей лопаток. Можно дать два возможных объяснения, почему субгармонические горбы растут с уменьшением объемного расхода: во-первых, большая завихренность создается лопатками из-за растущих отрывов потока, во-вторых, вихри смываются менее эффективно из-за уменьшенного объема. скорости потока. Было исследовано несколько последующих модификаций для управления вращающимися структурами потока. Один пример устройства был продемонстрирован численно и экспериментально в этой статье. Уменьшение вращающихся структур потока было доказано с помощью модели численного модального анализа; и результирующее снижение генерации субгармонического шума также было показано экспериментальным сравнением. Интересно, что достижимое давление также увеличивается, а общий к статическому КПД улучшается в тех областях рабочей кривой, где субгармонические выступы уменьшаются с помощью устройства оптимизации. Это позволяет сделать вывод, что вращающиеся структуры потока оказывают негативное влияние на преобразование закрутки в статическое давление. Экспериментальные результаты модификации стороны давления подтверждают доводы, выведенные на основе численных наблюдений.

Вклад авторов: Концептуализация, Флорида; методология, FL, SH, MS и SM; программное обеспечение, CX; валидация, FL и SH; письменное – подготовка оригинального черновика, FL, SH; написание — рецензирование и редактирование, FL, SH, MS, SM; визуализация, С.Х. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование не получило внешнего финансирования.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Камейер, Ф.; Нейз, В. Экспериментальное исследование потерь зазора на наконечнике и шума в осевых турбомашинах и их снижение. Я. Турбомах. 1997, 119, 460–471. [Перекрестная ссылка]
2. Монжо, Л.; Томпсон, Делавэр; Маклафлин, Д.К. Генерация звука за счет вращающегося срыва в центробежных турбомашинах. Дж. Звук Виб. 1993, 163, 1–30. [Перекрестная ссылка]
3. 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, 198–225. [Перекрестная ссылка]
4. Бхатнагар, Польша; Гросс, ЕР; Крук, М. Модель процессов столкновений в газах. I. Малоамплитудные процессы в заряженных и Нейтральные однокомпонентные системы. Физ. Ред. 1954, 94, 511–525. [Перекрестная ссылка]
5. Чен, С.; Дулен, Г.Д. Решетчатый метод Больцмана для потока жидкости. Анну. Преподобный Fluid Mech. 1998, 30, 329–364. [Перекрестная ссылка]
6. Мари, С. Этюд метода Больцмана по аэроакустическому моделированию . доктор философии Диссертация, Университет Пьера и др. Мария Кюри, Париж VI, Париж, Франция, 2008 г.
7. Чен, Х.; Филиппова О.; Хох, Дж.; Молвиг, К.; Шок, Р.; Тейшейра, К.; Чжан, Р. Уточнение сетки в решеточных методах Больцмана, основанных на объемной формулировке. Физ. Стат. Мех. Это приложение. 2006, 362, 158–167. [Перекрестная ссылка]
8. Перо, Ф.; Ким, MS; Моро, С.; Хеннер, М.; Нил, Д. Прямое аэроакустическое прогнозирование низкоскоростного осевого вентилятора. В материалах 16-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Стокгольм, Швеция, 7–9 июня 2010 г.
9. Фарес, Э. Моделирование нестационарного течения реки Ахмед, исх. тела с использованием подхода Латта-Больца. Комп. Жидкости 2006, 35, 940–950. [Перекрестная ссылка]
10. Вольфрам Д.; Каролус, Т. Экспериментальное и численное исследование поля нестационарного потока и генерации тона в изолированной крыльчатке центробежного вентилятора. Дж. Звук Виб. 2010, 329, 4380–4397. [Перекрестная ссылка]
11. Штурм, М.; Санхосе, М.; Моро, С.; Каролус, Т. Аэроакустическое моделирование осевого вентилятора, включая полный испытательный стенд, с использованием Решетчатый метод Больцмана. В материалах конференции фанатов 2015, Лион, Франция, 15–17 апреля 2015 г.
12. Таун, А.; Шмидт, ОТ; Колониус, Т. Спектральная собственная ортогональная декомпозиция и ее связь с динамической модовой декомпозицией и резольвентным анализом. Дж. Гидромеханика. 2018, 847, 821–867. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Индекс однородности универсального конденсаторного вентилятора с воздушным охлаждением Метрика производительности

Фредрик Маринковиц [1], Майкл Оуэн 2,* , Жак Мюйзер 3 и Питер Холкерс 3

1 Группа исследования солнечной тепловой энергии, Стелленбошский университет, Стелленбош 7600, Южная Африка
2 Кафедра машиностроения и мехатроники, Стелленбосский университет, Стелленбош 7600, Южная Африка
3 Howden Нидерланды, 7554 PA Хенгело, Нидерланды * Адрес для переписки: mikeowen@sun.ac.za

Аннотация: Окружающий ветер отрицательно влияет на объемную производительность вентилятора механического наддувного конденсатора пара прямого воздушного охлаждения (AKK) и увеличивает динамическую нагрузку на лопатки вентилятора. Исследование этих эффектов напрямую с использованием измерений на месте или численного анализа сложно, и большая часть предыдущих работ была сосредоточена только на одном эффекте в ущерб другому. В этом исследовании однородность притока по осевой скорости вентилятора определяется как единый показатель, позволяющий комплексно оценить работу вентилятора ACC в ветреных условиях. ACC вентиляторной ячейки 3 × 6 был смоделирован с помощью CFD с использованием модели вентилятора, основанной на теории элементов лопастей, и в результатах наблюдались четкие взаимосвязи между индексом однородности притока вентилятора и объемными характеристиками вентилятора и динамической нагрузкой на лопасти. Те же зависимости наблюдались в данных испытаний на месте, собранных на одном вентиляторе ACC, что подтверждает численные результаты. Индекс однородности может использоваться как в численных, так и в экспериментальных работах как средство исследования как объемных характеристик вентилятора, так и динамической нагрузки на лопатки с меньшей вычислительной и измерительной сложностью; он также предлагает потенциально полезные средства количественной оценки серьезности условий эксплуатации вентилятора, чтобы помочь в более надежной конструкции и выборе вентилятора для конкретного случая.

Ключевые слова: осевые вентиляторы; конденсаторы воздушного охлаждения; ветровые воздействия; производительность вентилятора; динамическое нагружение лопаток; вычислительная гидродинамика

check for updates

Цитирование: Маринковиц, Ф.; Оуэн, М.; Мюйзер, Дж.; Холкерс, П. Индекс однородности универсального устройства с воздушным охлаждением. Показатель производительности вентилятора конденсатора. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 35. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040035 .

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 29 августа 2022 г.
Принято: 14 ноября 2022 г.
Опубликовано: 1 декабря 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

Механические тягодувные конденсаторы пара прямого воздушного охлаждения (AKK) широко применяются в качестве конденсаторной техники в теплоэнергетических системах (паровых циклах). В ACC используются большие осевые вентиляторы для нагнетания окружающего воздуха через теплообменники с A-образной рамой (рис. 1) и отвода необходимой тепловой нагрузки для поддержания противодавления паровой турбины на расчетном уровне или вблизи него. На тепловые характеристики ACC прямо и косвенно влияет окружающий ветер через: (1) снижение объемной производительности вентилятора и повышение температуры входящего воздуха с увеличением скорости ветра [1]; и (2) повышенная динамическая нагрузка на лопасти вентиляторов с наветренной стороны. Динамическое нагружение лопаток приводит к повышенному износу редуктора и ускоренной усталости лопаток, а также может привести к физическому повреждению лопаток вентилятора [2]. В дальнейшем ACC будет испытывать более частые простои в ремонте и техническом обслуживании, а также ухудшится средняя тепловая производительность.

Ветровое воздействие на вентиляторы AKK обусловлено увеличением горизонтальной составляющей скорости воздуха, движущегося под площадкой вентилятора (поперечный поток) в условиях ветра. Высокий поперечный поток мимо входных отверстий вентилятора вызывает искажения в распределении входного потока [3]. Этот неравномерный поток на входе отрицательно влияет на способность вентиляторов обеспечивать номинальный объемный расход воздуха [3] и приводит к изменению аэродинамической нагрузки на лопасти вентилятора при их вращении в неоднородном поле потока [4]. В литературе идентифицированы два типа искажений входного потока, связанных с поперечным потоком : отрыв потока на входе в вентилятор [3,5] и внеосевые притоки [6,7] (показано на рисунке 1). Разделение потока на входе в вентилятор

Machine Translated by Google

Основная причина связанного с ветром ухудшения объемных характеристик вентилятора [3] и увеличения динамической нагрузки на лопасти вентилятора [8].

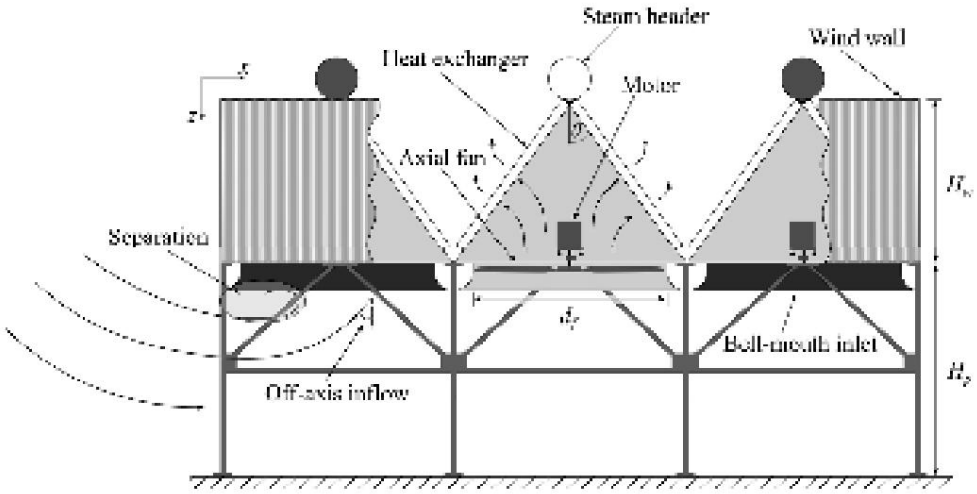


Рисунок 1. Схема конденсатора с воздушным охлаждением, показывающая основные компоненты и влияние ветра.

Воздействие ветра на ACC в первую очередь исследуется посредством полномасштабных испытаний на действующих ACC (например, [2,9]) или с помощью моделирования вычислительной гидродинамики (CFD) (например, [10,11]). Измерения на месте дают «правдивую» информацию, но осложняются неконтролируемыми переменными окружающей среды, необходимостью в специальном измерительном оборудовании и трудностью точного измерения скорости ветра на месте. При испытаниях на месте объемные характеристики вентилятора ACC количественно оцениваются с помощью измерений пропеллерного анемометра в различных радиальных и тангенциальных точках входной решетки вентилятора [2,9]. Эти анемометры используются для измерения осевой скорости в этих фиксированных точках на входе вентилятора и впоследствии используются для расчета объемного расхода или средней осевой скорости через вентилятор. Стандарт CTI- PTG-143 [12] рекомендует проводить 40 измерений анемометром (четыре квадранта по 10 измерений на равном радиальном расстоянии в каждом квадранте) для вентиляторов диаметром более 20 футов, как это обычно бывает в ACC (обычно около 36 футов). Это затрудняет непрерывное измерение расхода воздуха на месте, поскольку требует большого количества измерительного оборудования. Динамическую нагрузку на лопасти вентилятора можно точно оценить с помощью измерений деформации изгиба, обычно с помощью тензодатчиков, прикрепленных к основанию лопасти вентилятора в полномостовой конфигурации [9].
Доступ к лопастям вентилятора для установки тензодатчиков требует остановки вентилятора и может усложнить планирование испытаний на месте (т. е. может оказаться невозможным остановить вентилятор, хотя инженерам-испытателям в идеале нужен доступ к лопастям).).

Численные исследования с использованием CFD позволяют избежать осложнений, связанных с тестированием на месте, и обеспечивают больший контроль и гибкость анализа; однако они требуют упрощающих допущений и, таким образом, имеют меньшую точность. Численные исследования, как правило, сосредоточены на объемных характеристиках вентиляторов из-за проблем, связанных с прогнозированием динамической нагрузки на лопасти в CFD. Однако динамическую нагрузку на лопатку можно приблизительно оценить численно. Это было сделано либо с использованием модели вентилятора, основанной на теории элементов лопаток, которая позволяет рассчитать распределение изгибающего момента по закрылкам [7,13], либо путем анализа изменения статического давления в плоскости вращения вентилятора [14].]. Из двух методов только метод распределения изгибающего момента по закрылкам был напрямую оценен в сравнении с экспериментальными тенденциями нагрузки на лопасти [15].

Литература, касающаяся вентиляторов ACC и эффектов ветра, имеет тенденцию фокусироваться либо на объемных характеристиках, либо на динамической нагрузке на лопасти из-за трудностей, связанных с определением первых в полномасштабных экспериментальных работах и вторых в численных работах. Связь этих двух показателей эффективности неявна, поскольку на них обоих влияет одно и то же явление: искаженный приток.

Лабораторные исследования [8], проведенные с использованием системы, имитирующей условия работы вентилятора AKK, показали, что однородность осевой скорости притока к вентилятору может быть улучшена.

Machine Translated by Google

используется для обозначения серьезности динамической нагрузки лезвия. Кроме того, однородность осевой скорости притока должна иметь пропорциональную зависимость от объемной производительности вентилятора. Для равномерного распределения вентилятор, скорее всего, будет работать близко к расчетным условиям. Все более неравномерный приток указывает на нерасчетные условия и, следовательно, обычно приводит к снижению объемной производительности. Таким образом, однородность осевой скорости на входе в вентилятор потенциально представляет собой единый показатель, который можно определить экспериментально или с помощью CFD и который можно использовать для вывода как об объемных характеристиках вентилятора, так и о динамической нагрузке на лопатки.

В этом исследовании используется подход на основе CFD для изучения взаимосвязи между равномерностью притока вентилятора ACC, количественно определяемой с помощью индекса однородности, а также объемными характеристиками вентилятора и динамической нагрузкой на лопасти в ветреных условиях. Численные корреляции также были проверены на основе данных испытаний на месте, полученных от третьей стороны.

2. Материалы и методы.

2.1. Численная модель

Численная модель состояла из вентиляторной ячейки ACC 3 × 6, помещенной в большую область потока (см. Рисунок 2). Моделирование проводилось в ANSYS Fluent 20 R1 с использованием стационарного решателя одинарной точности, основанного на давлении. Для уравнения энергии использовалась дискретизация второго порядка , а к уравнениям импульса применялась смешанная дискретизация от первого до более высокого порядка для улучшения сходимости модели веера. Турбулентность моделировалась с использованием реализуемой модели k-ε со стандартными пристеночными функциями (в соответствии, например, с [16,17]) и дискретизацией против ветра первого порядка. Плавучесть учитывалась в приближении Буссинеска . Подробное описание модели, включая информацию об анализе чувствительности сетки, доступно в [18].

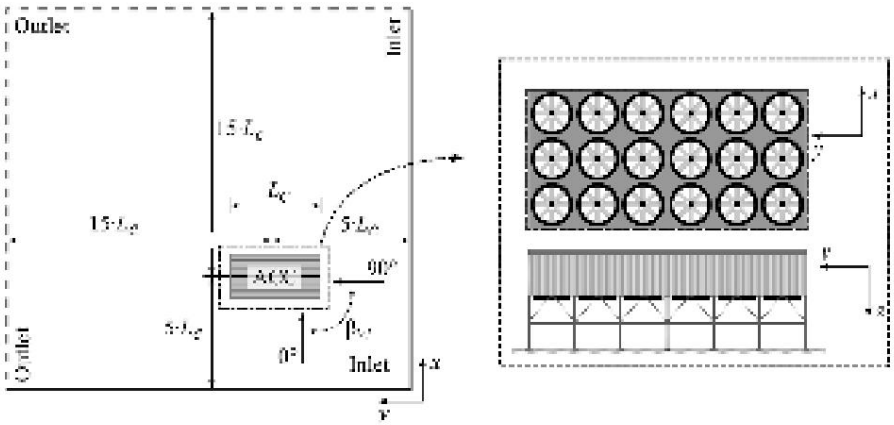


Рис. 2. Расчетная область для 0 βw 90 : (а) вид сверху; (б) Схема вентиляторной решетки 3 × 6.

На рис. 2 показано расположение входных и выходных границ области для 0 βw 90 , а также определение направления ветра (βw), используемое в данной работе. Размеры области были основаны на рекомендациях Франке и др. [19] по компьютерному моделированию для целей ветротехники. Самый длинный размер ACC использовался в качестве консервативной характеристической длины (Lc), а высота домена (направление z) составляла 6Lc . Профили границ атмосферного ветра Ричардса и Хокси [20] для распределения z-скорости, турбулентной кинетической энергии и скорости диссипации использовались для моделирования горизонтально однородного турбулентного атмосферного пограничного слоя при использовании модели турбулентности k-ε. Рассмотренные диапазоны скорости и направления ветра (vw) составляли 1 vw 11 м Обратите внимание, что расчетная область, показанная на рисунке 2, была зеркально отражена для 90 βw < 0 , так что относительные положения входной и выходной границ оставались подходящими для всех направления ветра.

Каждая вентиляторная ячейка состояла из осевого вентилятора, теплообменника с А-образной рамой и канала подачи пара, как показано на рисунке 3.

Machine Translated by Google

β

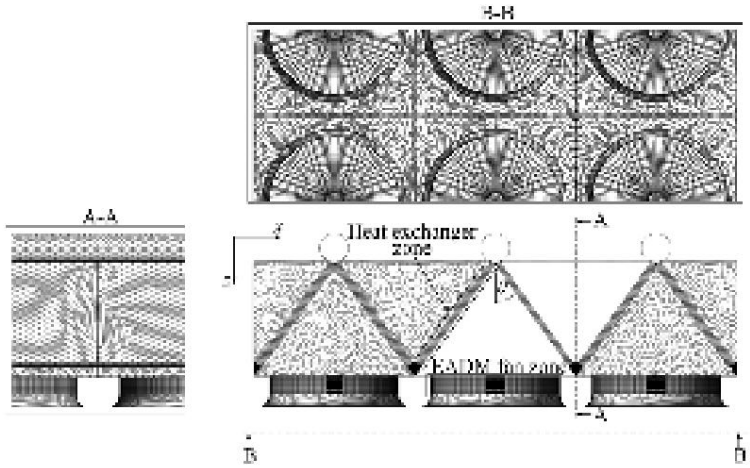


Рисунок 3. Числовая конфигурация и сетка веерной ячейки.

Теплообменники с оребренными трубками ACC (см. Таблицу 1) были смоделированы с использованием пористой медиа-зоны с соответствующими терминами поглотителя импульса и источника энергии для воспроизведения сопротивление потоку и скорость теплопередачи. Условия стока импульса для импульса x, y и z уравнения определялись уравнением Дарси – Форхеймера с вязким и инерционным коэффициенты потерь, полученные на основе эмпирических коэффициентов потерь давления [21]. Энергия Источниковый член рассчитывался с использованием метода анализа теплообменников e-NTU [22] с эмпирические характеристики теплопередачи приведены в [21].

Таблица 1. Технические характеристики теплообменника.

Имя параметра	Символ	Ценить
Длина трубки	Лт	10 м
Количество трубок (ряд 1)	нт1	228
Количество трубок (ряд 2)	нт2	232
Высота внутренней трубы	Хт	0,097 м
Ширина внутренней трубки	Вес	0,017 м
Половина угла при вершине	θ θ	36
Передняя часть теплообменника	Афр	137,7 м2

Рассматриваемый в данной работе осевой вентилятор был основан на серийно выпускаемом вентиляторе. промышленный вентилятор; характеристики приведены в таблице 2.

Таблица 2. Технические характеристики осевого вентилятора.

Имя параметра	Символ	Ценить
Диаметр вентилятора	дф	10,363 м
Диаметр ступицы	дх	1,4 м
Количество лопастей	—	9
Скорость вращения	Н	93,2 об/мин
Расчетный расход [1]	В	576,54 м3/с
Расчетное повышение [1]	р	119,8 Па

[1] давления При расчетной плотности воздуха ρa = 1,22 кг/м3 .

ρ

Вентиляторы были смоделированы с использованием модели вентилятора с расширенным приводным диском (EADM — полное описание см. в [23]), аналогично [16,17]. EADM представляет собой адаптацию Модель приводного диска, основанная на теории лопастных элементов [4], была реализована в структурированном виде. область сетки с толщиной одного элемента и nr = 20 радиально и nθ = 120 тангенциально деления, представляющие ротор вентилятора (см. рис. 3, плоскость B–B). Каждая ячейка роторной области была аппроксимируется двумерным аэродинамическим профилем (элементом лопасти) с подъемной силой (δL) и сопротивлением (δD)

Machine Translated by Google

силы, зависящие от относительной скорости (wm) и коэффициентов подъемной силы (CL) и сопротивления (CD) профиля аэродинамического элемента лопасти. Относительная скорость рассчитывалась на основе вектора входящей скорости (vm) и тангенциальной скорости (Ωr), связанной со скоростью вентилятора. Подъёмная сила и силы сопротивления были введены в уравнения импульса решателя как осевые (уравнение (1)) и тангенциальные (уравнение (2)) исходные члены:

$$Сз = \frac{\delta fz}{\delta B} = \frac{1}{2}\rho ш^{2}_{м}\frac{\sigma}{т}(CL\cos\beta m - CD\sin\beta m), \quad (1)$$

$$S\theta = \frac{\delta f\theta}{\delta V} = \frac{1}{2}\rho ш^{2}_{м}\frac{\sigma}{т}(CL\sin\beta m + CD\cos\beta m), \quad (2)$$

где βm — угол относительной скорости, как показано на рисунке 4, t — толщина зоны ротора, а σ — прочность лопасти. На рис . 4 показаны векторы скорости и направления сил для одного элемента лопатки:

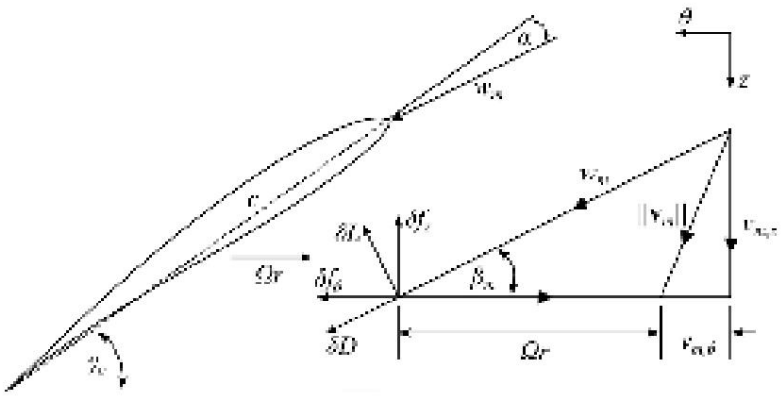


Рис. 4. Векторная диаграмма EADM.

2.2. Метрики числовой оценки

Индекс однородности, равный единице, представляет собой совершенно однородный поток. Изменение осевой скорости внутри области ротора вентилятора определялось количественно с использованием индекса однородности (γi) γ , определенного в уравнении (3) [24]:

$$1\ \gamma i = 1 - \frac{\sum_{к=1}^{номер}\sum_{j=1}^{n\theta} vz,kj - \bar{v}Az\ Az,kj}{2\bar{в}Аз\sum_{к=1}^{номер}\sum_{j=1}^{n\theta} Az,kj}, \quad (3)$$

где vz,kj — осевая скорость в элементе (k,j) области ротора вентилятора, Az,kj — соответствующая площадь поверхности, нормальная к осевому направлению, а vAz — средневзвешенная по площади осевая скорость, определяемая уравнением (4). :

$$\bar{в}Аз = \frac{\sum_{k=1}^{номер}\sum_{j=1}^{n\theta} vz,kjAz,kj}{\sum_{к=1}^{номер}\sum_{j=1}^{n\theta} Az,kj}, \quad (4)$$

Объемную производительность каждого отдельного вентилятора определяли количественно с использованием показателя объемной эффективности (ξi), как показано в уравнении (5):

$$\xi i = \frac{\bar{в}аз,я}{\bar{v}Az,id}, \quad (5)$$

где vAz,i — средневзвешенная по площади осевая скорость через вентилятор (i) , а vAz,id — «идеальная» средневзвешенная по площади осевая скорость через вентилятор с наиболее однородной осевой скоростью (самым высоким индексом однородности) в наборе данных.

Machine Translated by Google

Распределение изгибающего момента по закрылкам (Mz,θ) использовалось для оценки нагрузки на лопасти вентилятора [7,13]. Это распределение было рассчитано с использованием дифференциальных осевых сил (δfZ,kj, см. уравнение (1)), действующих на каждый из элементов области ротора, как показано в уравнении (6):

$$mz,j = \sum_{k=1}^{\text{номер}} \delta fz,kj \; rkj - rh \text{ для } j = 1, \ldots, n\theta, \quad (6)$$

где mz,j — j -я запись массива Mz,θ , rkj — радиус центра элемента (k,j) maxM, а rh — радиус ступицы вентилятора.

Пиковый изгибающий момент (Mp) (уравнение (7)) использовался в качестве показателя серьезности динамической нагрузки на лопасть. Вентер [15] обнаружил, что этот показатель обеспечивает наилучшую корреляцию с экспериментальными тенденциями динамической нагрузки на лопатки:

$$Mp = \max(|Mz,\theta|), \quad (7)$$

Этот пиковый изгибающий момент был нормализован с максимальным изгибающим моментом в точке «идеальное» наиболее равномерное состояние потока воздуха на входе (Mp,id при vAz,id), согласно уравнению (8):

$$\varphi i = \frac{Mp,i}{\text{Mp,идентификатор}}, \quad (8)$$

2.3. Экспериментальные измерения и метрики оценки

Экспериментальные данные, собранные в ходе испытаний, описанных в [2], использовались для проверки результатов CFD в этом исследовании. Натурные испытания, проведенные в [2], проводились на электростанции , на которой использовался AKK 3 × 6 ячеек (рис. 5) с высотой вентиляторной площадки Hp/df = 1,353, и в численных расчетах использовался тот же осевой вентилятор. модель. Здесь используются данные осевого потока и нагрузки на лопасти одного вентилятора за трехдневный период. Направление ветра в этот период времени было преимущественно юго-западным и северо-западным (т.е. 45 βW 45).

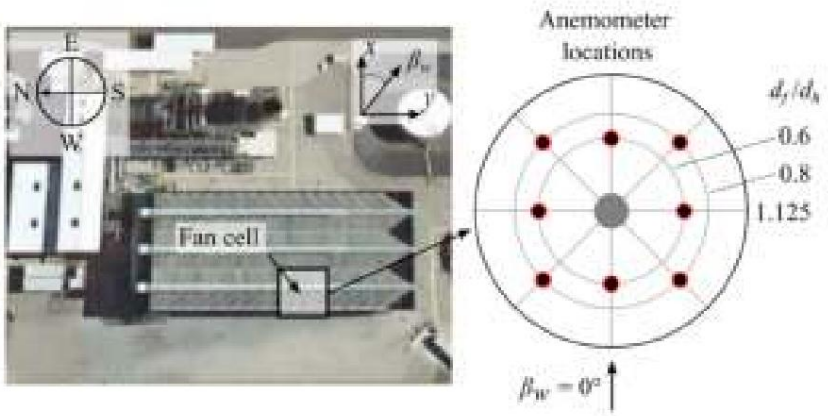


Рисунок 5. Схема расположения АЦК и расположение анемометров (адаптировано из [2]).

Расположение вентилятора и анемометра на входном экране вентилятора показано на рисунке 5. Нагрузка на лопасти измерялась с помощью датчиков нагрузки, установленных на крепежных болтах шести из девяти лопастей вентилятора. Здесь рассматриваются данные одного тензодатчика. Необработанные данные (анемометры и тензодатчики) были обработаны до значений среднего и стандартного отклонения, рассчитанных по трехминутным интервалам.

Экспериментальный индекс однородности (γex) определялся количественно с использованием средней осевой скорости (vz) восьми измерений анемометра (na = 8), а не средневзвешенного по площади. Поэтому уравнение (3) было адаптировано для получения уравнения (9):

$$= 1 \quad 2vz \quad \frac{\sum_{j=1}^{\text{нет}} vz,j \quad \overline{vz}/na \; \gamma ex}{\overline{vz}}, \quad (9)$$

Machine Translated by Google

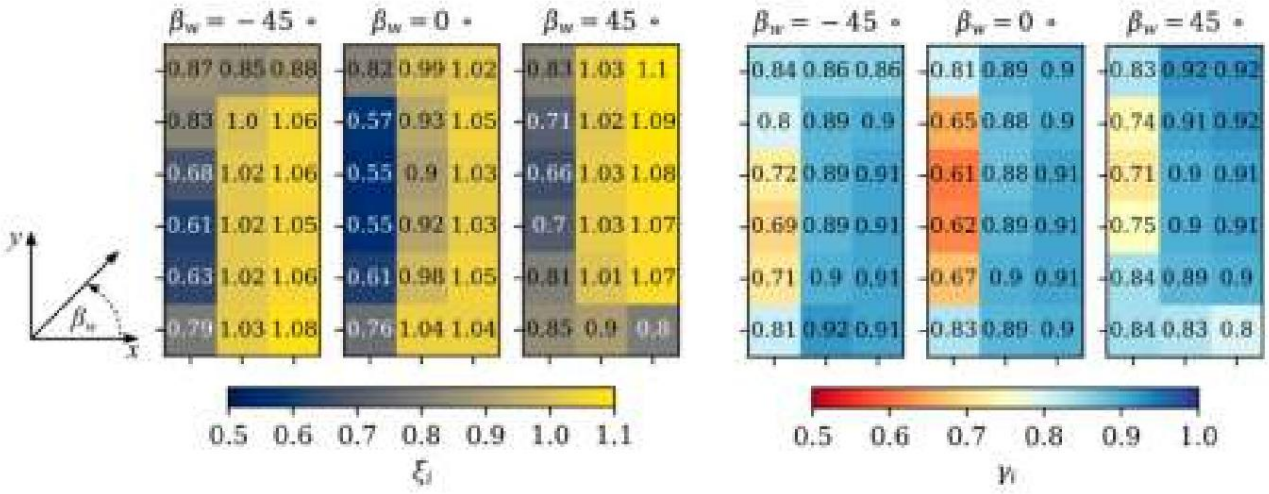
Объемная производительность вентилятора представлена в виде объемной эффективности (ξex, φ , уравнение (5)) с использованием среднего значения восьми измерений анемометра. Экспериментальную динамическую нагрузку на лопатку выражали как нормализованную пиковую нагрузку (φex) с использованием уравнения Пиковая нагрузка (Lp) определялась по стандартному отклонению измерения датчика веса за трехминутный интервал (Lσ) с использованием уравнения (10) на основе предположения, что сигнал был чисто синусоидальным:

$$Lp = L\sigma \quad 2, \qquad (10)$$

3. Результаты

3.1. Влияние индекса однородности на производительность вентилятора и динамическую нагрузку лопастей

На рисунке 6 показаны численно предсказанные объемная эффективность ξ отдельной веерной ячейки (ξi , уравнение (5)) и индекс однородности (γi , уравнение (3)) для ACC 3 × 6 ячеек при скорости ветра vw = 7 м/с. .



(а) (б)

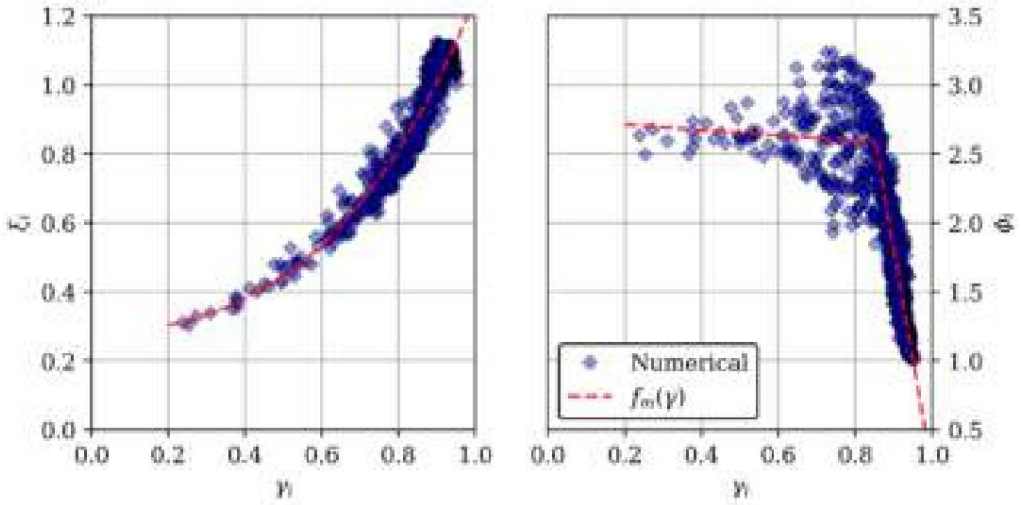
Рисунок 6. Численно предсказанная отдельная веерная ячейка: (а) объемная эффективность; (б) индекс однородности при изменении направления ветра (vw = 7 м/с).

На рисунке 6 показаны аналогичные тенденции как по объемной эффективности (ξi), так и по индексу однородности (γi). Это ожидаемо, поскольку при индексе однородности, близком к единице, вентилятор, скорее всего, работает в условиях, близких к расчетным или «идеальным», и, следовательно, ξi 1. Уменьшение индекса однородности означает, что вентилятор подвергается искаженным условиям на входе, которые известно, что он отрицательно влияет на объемный расход через вентилятор (ξi < 1). Интересно отметить, что β результаты не просто зеркально отражаются для βw = 45 и βw = 45 . Эта «асимметрия» связана с тем, что все вентиляторы вращались в одном направлении (по часовой стрелке на рисунке 6). В результате относительные скорости лопастей вентилятора различались в зависимости от направления ветра, что приводило к различиям в производительности вентилятора и нагрузке на лопасти.

На рисунке 7 объемная эффективность отдельных ячеек вентилятора и нормированный пиковый изгибающий момент φ (φi , уравнение (8)) показаны в зависимости от индекса однородности. На рисунке показаны результаты для всех 18 ячеек вентилятора во всем диапазоне моделируемых скоростей ветра (1 с) β и направлений (90 βw 90). Всего в γ включено 972 рабочих точки вентиляторных ячеек. Рисунок 7. Также показаны средние линии тренда по данным (fm(γ)) .

На рисунке 7 показаны четкие взаимосвязи между индексом однородности вентилятора и обоими представляющими интерес показателями. Для объемной эффективности очевидна плавная экспоненциальная тенденция. Нормированный пиковый изгибающий момент быстро возрастал с уменьшением γi , достигая максимума при γi 0,85. После этого (т.е. при дальнейшем уменьшении однородности) влияние γi затухало и в конечном итоге вышло на плато. Плато, вероятно, возникло из-за того, что векторы скорости на входе вентилятора (в частности, осевая скорость) в наветренной половине плоскости вращения вентилятора достигли условий, которые привели к сценарию нагрузки, который не обязательно мог стать намного хуже.

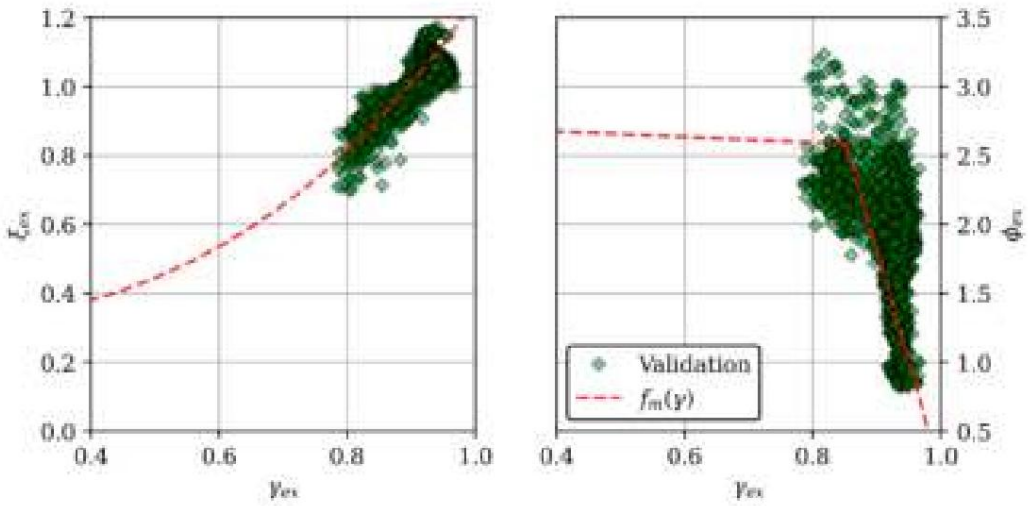
Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 7. Влияние индекса однородности отдельных веерных ячеек (γi) на: (а) объемную эффективность; (б) нормированный пиковый изгибающий момент.

На рис . 8 показаны соответствующие экспериментальные данные, а также линии тренда (fm(γ)) из рисунка 7. Видно, что численные и экспериментальные данные близко соответствуют, и таким образом, численные результаты считаются действительными.



(а) (б)

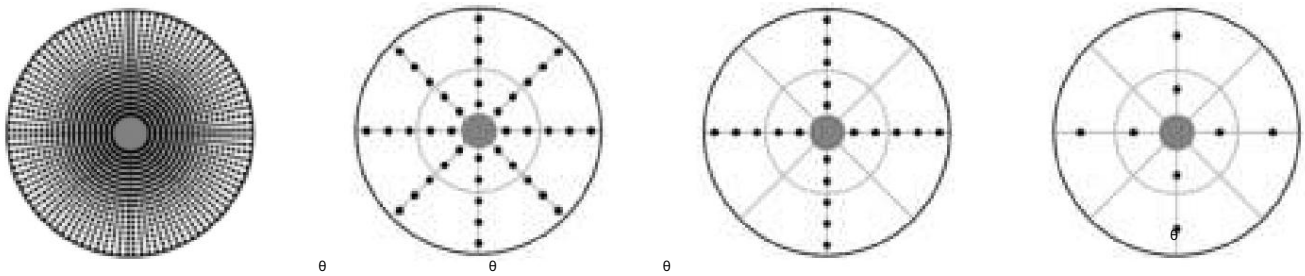
Рисунок 8. Экспериментально измеренное влияние индекса однородности на: (а) объемную эффективность; (б) нормированная пиковая нагрузка на лопатку.

3.2. Чувствительность индекса однородности к разрешению выборки

Экспериментальный индекс однородности рассчитывается с использованием измеренных осевых скоростей в дискретных точках сетки полярных координат. Изменение разрешения выборки может таким образом влияют на значение индекса однородности для данного сценария. Эта чувствительность была исследуется путем отбора проб смоделированного распределения осевой скорости на входе вентилятора (первоначально (nr = 20) × (nθ = 120) = 2400 точек данных), используя более грубое разрешение и пересчитывая индекс однородности (уравнение (3)) на основе выборочных численных результатов. Место выборки Для более грубого расчета индекса однородности внутри ротора вентилятора показано на рисунке 9.

На рисунке 9в показано минимальное разрешение измерений стандарта CTI-PTG-143 [12]:

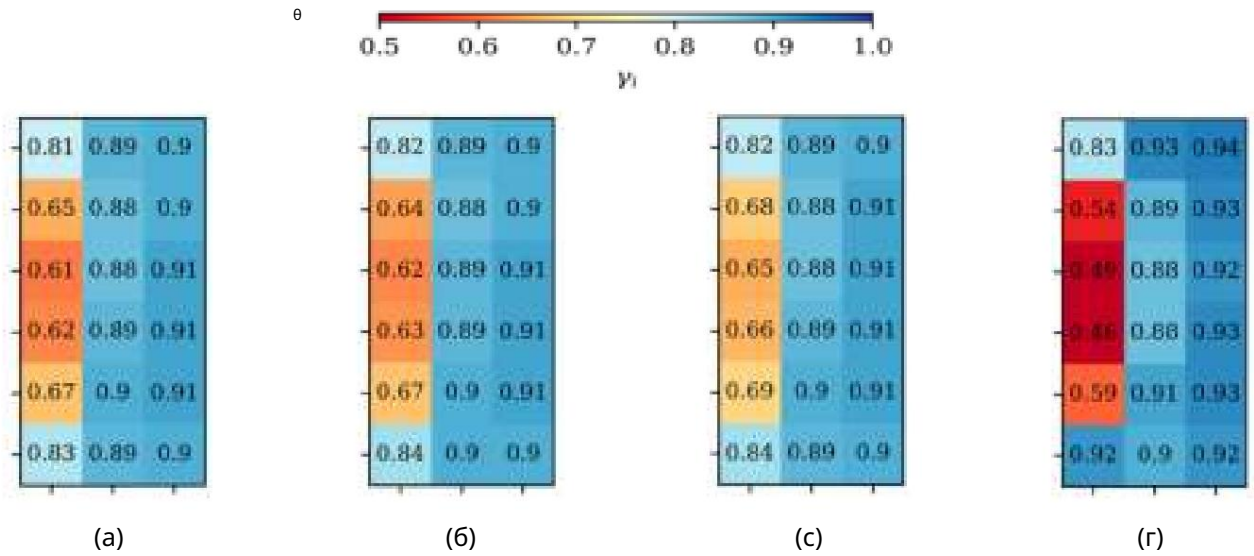
Machine Translated by Google



(а) (б) (в) (г)

Рисунок 9. Разрешение выборки, используемое для расчета индекса однородности: (а) nr = 20, nθ = 120; (б) nr = 5, nθ = 8; (в) nr = 5, nθ = 4; (г) nr = 2, nθ = 4.

Результаты выборочного индекса однородности показаны на рисунке 10 для скорости ветра vw = 7 м/с при βw = 0 . Эффект разрешения выборки явно становится значимым при низкие разрешения (например, рис. 10c,d). Минимальное разрешение, рекомендованное CTI (Рисунок 9c) кажется относительно устойчивым в этом случае, когда ветер был ориентирован на одну из сторон. направления отбора проб. Можно ожидать, что такая конфигурация выборки с меньшим количеством тангенциальные деления могут оказать большее влияние на точность индекса однородности для несовмещенные направления ветра (например, βw = 45).



(а) (б) (в) (г)

Рис. 10. Влияние разрешения выборки на индекс однородности: (а) nr = 20, nθ = 120; (б) nr = 5, nθ = 8; (в) nr = 5, nθ = 4; (г) nr = 2, nθ = 4 (vw = 7 м/с; βw = 0).

Основываясь на наших результатах, мы предварительно рекомендуем разрешение выборки nr = 5. и nθ = 8, чтобы точно определить индекс однородности в ACC на месте. измерения; однако необходимы дальнейшие исследования, чтобы учесть влияние более широкий спектр ветровых условий.

4. Обсуждение

Окружающий ветер отрицательно влияет на объемную производительность вентилятора ACC и увеличивает динамическое нагружение лопастей вентилятора. Исследование этих эффектов напрямую с использованием измерений на месте. или численный анализ сложен, и большая часть предыдущих работ была сосредоточена только на одном эффект за счет другого. Равномерность притока по осевой скорости вентилятора определялась как предлагая потенциал для комплексной оценки работы вентилятора ACC в ветреных условиях. Таким образом, однородность притока вентилятора была исследована для диапазона ветровых условий с использованием CFD. с проверкой результатов измерений на месте для конкретного ACC.

Machine Translated by Google

Результаты указывают на четкую взаимосвязь между индексом равномерности притока (γ — уравнение (3)) и объемной эффективностью вентилятора, а также динамической нагрузкой на лопасти (см. рисунок 7). Таким образом , индекс однородности воздушного потока на входе вентилятора (γ) можно использовать как единый показатель для оценки серьезности как снижения объемной производительности вентилятора, так и увеличения динамической нагрузки на лопасти в ветреных условиях. Одна и та же пропорциональная зависимость наблюдалась как в численных, так и в экспериментальных данных, что позволяет предположить, что индекс однородности можно использовать как в численных, так и в экспериментальных работах, чтобы обеспечить качественное исследование воздействия ветра (и его смягчение).

Потенциальная полезность индекса однородности при численном моделировании заключается в том, что состояние динамической нагрузки лопастей вентилятора можно определить без дополнительной обработки данных или необходимости создания моделей вентилятора, основанных на теории элементов лопастей. Для непрерывных экспериментальных измерений на месте индекс однородности может указывать на объемную производительность ячейки вентилятора и динамическую нагрузку на лопасти с использованием значительно меньшего количества измерительного оборудования (менее 40 анемометров и отсутствия необходимости в тензодатчиках, мостовых усилителях и беспров

Кроме того, индекс однородности (созданный с использованием упрощенных моделей CFD) может использоваться для определения потенциальной серьезности условий эксплуатации, ожидаемых при установке осевого вентилятора, а также для оказания помощи поставщикам и клиентам в проектировании и выборе более надежных вентиляторов (как с точки зрения производительности, так и производительности) . структурная целостность).

Вклад автора: концептуализация, МО и JM; методология, ФМ; программное обеспечение, ФМ; валидация, FM, MO и JM; формальный анализ, ФМ; расследование, ПХ; ресурсы, МО и МП; курирование данных, FM и РН; письменное – подготовка первоначального черновика, ФМ; написание — обзор и редактирование, МО и ДМ; визуализация, ФМ; надзор, МО и ЖМ; администрация проекта, МО; приобретение финансирования, МО и JM. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи .

Финансирование: Данное исследование получило финансовую поддержку от Исследовательской группы солнечной тепловой энергии Университета Стелленбоша, Стелленбош 7600, Южная Африка.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Числовые данные доступны по запросу у соответствующего автора.
Необработанные экспериментальные данные были предоставлены третьей стороной и ограничены.

Благодарности: Авторы выражают признательность за вычислительные ресурсы, предоставленные Центром высокопроизводительных вычислений (CHPC), Южная Африка.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Маульбеч, Дж.; ДиФилиппо, М. Влияние скорости и направления ветра на производительность конденсаторов с воздушным охлаждением; Калифорния Энерджи Комиссия: Сакраменто, Калифорния, США, 2008 г.; Номер публикации CEC-5002013-065-APB.
2. Маульбеч Дж.; ДиФилиппо, М. Использование ветрозащитных барьеров для смягчения воздействия ветра на конденсаторы с воздушным охлаждением; Калифорнийская энергетическая комиссия: Сакраменто, Калифорния, США, 2016 г.; Номер публикации: CEC-500-2016-047.
3. Бределл, младший; Крегер, Д.Г.; Тиарт, Г.Д. Численное исследование производительности вентилятора в конденсаторе пара с воздушным охлаждением и принудительной тягой. Прил. Терм. англ. 2006, 26, 846–852. [Перекрестная ссылка]
4. Тиарт, Грузия; Фон Бэкстрем, Т.В. Численное моделирование поля потока вблизи осевого вентилятора, работающего в условиях искаженного притока. Дж. Винд Инж. Индийский аэродин. 1993, 45, 189–214. [Перекрестная ссылка]
5. Мейер, К.Дж. Численное исследование влияния искажений входного потока на производительность теплообменника с принудительной тягой и воздушным охлаждением. Прил. Терм. англ. 2005, 25, 1634–1649. [Перекрестная ссылка]
6. Стиннес, Вашингтон; Фон Бэкстрем, Т.В. Влияние поперечного потока на производительность вентиляторов теплообменников с воздушным охлаждением. Прил. Терм. англ. 2002, 22, 1403–1415. [Перекрестная ссылка]
7. Хочкисс, П.Дж.; Мейер, CJ; Фон Бэкстрем, Т.В. Численное исследование влияния поперечного потока на производительность осевых проточные вентиляторы в теплообменниках воздушного охлаждения с принудительной тягой. Прил. Терм. англ. 2006, 26, 200–208. [Перекрестная ссылка]
8. Маринковиц Ф.С. Экспериментальное исследование влияния ветровых стекол на производительность вентилятора конденсатора воздушного охлаждения и Динамическая загрузка лезвия. Магистерская диссертация, Стелленбосский университет, Стелленбош, Южная Африка, 2019.
9. Мюйсер Дж.; Элс, Нью-Джерси; Ван дер Спей, SJ; Запке, А. Измерение расхода воздуха и нагрузки на лопатки в крупномасштабной системе охлаждения. вентилятор. JS Афр. Инст. Мех. англ. 2014, 30, 30–38.

Machine Translated by Google

10. Ян, Эл Джей; Ду, XZ; Ян, Ю.П. Влияние ветра на характеристики теплового потока и характеристики его затухания для конденсаторов с воздушным охлаждением на электростанции. Межд. Дж. Терм. наук. 2012, 53, 175–187. [Перекрестная ссылка]
11. Маринковиц, Ф.С.; Оуэн, МОГ; Мюйзер, Дж. Влияние ветровых стекол и проходов на производительность конденсатора с воздушным охлаждением и Динамическая нагрузка лопастей вентилятора. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2021, 143, 101019. [CrossRef]
12. Институт градирен. Стандарт CTI PTG-143: Рекомендуемая практика испытаний воздушного потока градирен; Институт градирен: Хьюстон, Техас, США, 1994 г.
13. Бределл, младший; Крегер, Д.Г.; Тиарт, Г.Д. Численное исследование аэродинамической нагрузки на лопатки в работающих больших осевых вентиляторах в условиях искаженного притока. JS Афр. Инст. Мех. англ. 2006, 22, 12.
14. Бьянкини, К.; Мирский, Г.; Фрумкин М. Влияние ветрового стекла на производительность и структуру до и после и сравнение с CFD. В материалах группы пользователей ACC, Колорадо-Спрингс, Колорадо, США, 8–11 октября 2018 г.
15. Вентер, А.Дж. Численный анализ влияния ветрового стекла на производительность вентилятора конденсатора с воздушным охлаждением и нагрузку на лопасти. Магистр Диссертация, Стелленбошский университет, Стелленбош, Южная Африка, 2020.
16. Энгельбрехт, Р.А.; Мейер, CJ; Ван дер Спай, С. Дж. Стратегия моделирования для анализа конденсаторов с воздушным охлаждением с принудительной тягой с использованием моделей вращающихся вентиляторов. Дж. Терм. наук. англ. Прил. 2019, 11, 051011. [CrossRef]
17. Вентер, А.Дж.; Оуэн, МОГ; Мюйсер, Дж. Численный анализ влияния ветрового стекла на производительность вентилятора конденсатора воздушного охлаждения. Прил. Терм. англ. 2021, 186, 116416. [CrossRef]
18. Маринковиц, Ф.С. Оптимизация ветроустойчивого конденсатора с воздушным охлаждением для современной энергетики. доктор философии Диссертация, Стелленбошский университет, Стелленбош, Южная Африка, 2021 г.
19. Франке Дж.; Хирш, К.; Дженсен, Г.; Крус, Г.В.; Майлз, SD; Шацманн, М.; Вестбери, PS; Виссе, Дж.А.; Райт Н. Рекомендации по использованию CFD в ветроэнергетике. В материалах Международной конференции по городской ветротехнике и аэродинамике зданий, Синт-Генезиус-Род, Бельгия, 5–7 мая 2004 г.
20. Ричардс, П.Дж.; Хокси, Р.П. Соответствующие граничные условия для расчетных моделей ветроэнергетики с использованием k-ε турбулентности модель. Дж. Винд Инж. Индийский аэродин. 1993, 46–47, 145–153. [Перекрестная ссылка]
21. Крёгер, Д.Г. Теплообменники с воздушным охлаждением и градирни: оценка и проектирование характеристик теплового потока; Корпорация Пеннвелл: Талса, Оклахома, США, 2004 г.
22. Кейс, В.М.; Лондон, Компактные теплообменники Алабамы, 3-е изд.; МакГроу-Хилл: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 1984 г.
23. Ван дер Спей, С.Дж.; Фон Бэкстрём, Т.В. Оценка упрощенных моделей CFD, применяемых к периметральным вентиляторам в парах с воздушным охлаждением. конденсаторы. Учеб. Инст. Мех. англ. Часть А. Power Energy 2015, 229, 948–967. [Перекрестная ссылка]
24. ANSYS Inc. Руководство по теории ANSYS Fluent; Выпуск 15.0; ANSYS Inc.: Канонсбург, Пенсильвания, США, 2013 г.

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Оценка характеристик износостойкой пластины на Различные местоположения на пути потока крупногабаритного Сверхмощный центробежный вентилятор

Никола Алди [1], Никола Казари [1], Микеле Пинелли 1,*, Алессио Суман [1], Алессандро Вульпио [1], Оттавио Мантовани [2] и Паоло Сакченти [2]

[1] Инженерный факультет Феррарского университета, Виа Джузеппе Сарагат 1, 44122 Феррара, FE, Италия
[2] Boldrocchi Group, Via Trento e Trieste, 93, 20853 Биассоно, МБ, Италия
* Переписка: michele.pinelli@unife.it

Аннотация: В промышленных применениях, таких как химические заводы, цементные заводы и производители стекла, для обработки запыленных потоков обычно используются центробежные вентиляторы большого размера. Во многих случаях загрязнение происходит из-за твердых частиц, ответственных за загрязнение и эрозию. Эрозия вызывает снижение механического сопротивления и в то же время изменение геометрии и характеристик поверхности внутреннего пути потока. Процесс работает в зависимости от характеристик эродирующих частиц, таких как размер и твердость, которые должны быть связаны с механическими свойствами подложки, такими как твердость и уровень шероховатости. Помимо этого, интенсивность эрозии зависит от динамических характеристик частиц, особенно скорости и угла падения. По этим причинам проблемы, связанные с эрозией, трудно предсказать и уменьшить. Чтобы сохранить структурную целостность внутренних стенок, износостойкие пластины располагаются там, где воздействие загрязнений должно быть наиболее вредным. В настоящей работе предложен комбинированный экспериментальный и численный подход для оценки правильной установки износостойких пластин на проточной части центробежного вентилятора большого размера. Результаты показывают, как разные области (вращающиеся и неподвижные стенки) подвергаются разным ударным воздействиям, что определяет, что проектирование положения износостойкой пластины не является простым. Сообщаются предложения, связанные с уменьшением интенсивности эрозии, подчеркивающие возможность разработки наилучшего компромисса между эрозией, производительностью и затратами.

Ключевые слова: крупногабаритный центробежный вентилятор; эрозия; износостойкая пластина; запыленный поток

check for updates

Цитирование: Алди, Н.; Казари, Н.; Пинелли, М.; Суман, А.; Вульпио, А.; Мантовани, О.; Сакченти, П. Оценка износостойкости Производительность пластины на разных Места на пути потока Центробежный вентилятор большого размера для тяжелых условий эксплуатации. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 32. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040032 .

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 5 сентября 2022 г.
Принято: 14 ноября 2022 г.
Опубликовано: 17 ноября 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

Мощные центробежные вентиляторы используются в перерабатывающей промышленности при производстве цемента, стали и электроэнергии. К таким машинам относятся дымососы, используемые для разных целей: в металлургии - для агломерации, где через них проходит пыль процесса агломерации , или на теплоэлектростанциях, где частицы золы взвешиваются в потоке газа. Обычно эти машины изготавливаются по индивидуальному заказу с учетом требований заказчика относительно массового расхода и давления, ограничений по пространству, конструктивных требований и т. д. Большинство крупных центробежных вентиляторов в настоящее время имеют диаметр рабочего колеса от 3 до 4 м и мощность до 4 м. МВт и рабочей скоростью 1000× g об/мин.

Взаимодействие частиц с неподвижными и вращающимися компонентами машины может привести к загрязнению или эрозии. Первое явление относится к прилипанию частиц к поверхностям, а второе — к постепенному удалению материала из некоторых зон машин. Первую проблему можно решить, очистив машину специальными приспособлениями. Напротив, второе является непреодолимой проблемой, и операции по капитальному ремонту являются обязательными для восстановления работоспособности машины. Наконец, сосредоточив внимание на явлении эрозии, поскольку скорость газа может достигать очень высоких значений, увлечен

Machine Translated by Google

обладают высокой кинетической энергией, что способствует удалению материала из частей, где происходят удары.

Более того, износ поверхности лопаток со временем изменяет геометрию вентилятора до состояния, далекого от расчетного, что снижает эффективность вентилятора. Кроме того, прогрессирование эрозии может привести к преждевременному выходу из строя наиболее пострадавших деталей, если ремонтные работы откладываются или даже игнорируются. Это серьезная угроза надежности и безопасности машины. Эрозионные повреждения неподвижных частей в основном связаны с эффективностью и надежностью оборудования, а вращающихся частей - также с безопасностью.

В 1980 году исследовательские лаборатории Westinghouse Electric Corporation обследовали электростанции мощностью более 100 МВт, использующие котлы, работающие на пылеугольном топливе. Результаты этого исследования изложены в техническом отчете Glasser et al. [1]. Результаты показали, что эрозионные повреждения локализуются в основном на передней и задней кромках лопаток, а также на центральных пластинах вентилятора. Наиболее серьезной была эрозия передних кромок . По оценкам авторов, на ремонт эрозионных повреждений этих машин ежегодно тратилось в общей сложности 27 000 человеко-часов, а стоимость приобретения запасной мощности во время капитального ремонта составляла около 11 миллионов долларов в год.

Многие исследования изучают явления эрозии в мощных вентиляторах посредством численного моделирования. Для краткости приводятся лишь некоторые из них. Кардилло и др. [2] изучали эрозию частиц в большом центробежном вентиляторе, используемом на заводах по производству цемента. Авторы подчеркнули, что в таких машинах возникновение вторичных потоков приводит к рассеиванию частиц в сторону лопаток, ступицы и бандажа. Касторрини и др. [3] исследовали влияние эрозии на осевой вентилятор, используемый для отвода выхлопных газов на твердотопливной электростанции. Авторы обнаружили зоны, наиболее подверженные эрозии частиц, и изменили исходную геометрию, принимая во внимание действие удаления материала в процессе Было обнаружено, что эрозия была большей по величине на всасывающей стороне лопасти. Численные закономерности эрозии качественно согласовались с полевыми наблюдениями.
Фриче и др. [4] проанализировали эрозионное поведение больших радиальных вентиляторов на заводах по переработке отработанных автомобилей. На основе моделирования CFD они показали, что угол падения металлического примеси (частицы диаметром 1 мм) оказывает более сильное влияние, чем скорость удара.
В этом случае было обнаружено, что более крупные конструкции улиток (т.е. с большими углами наклона спирали) оказались предпочтительными для уменьшения величины эрозии, поскольку угол удара становится круче.
Алди и др. [5] исследовали влияние повреждений на входном раструбе вентилятора. Численное исследование показало, что наличие повреждений в этой зоне привело к изменению поля течения внутри рабочего колеса и возникновению дополнительных повреждений в зонах вентилятора, где проблем эрозии никогда не наблюдалось.

Распространенная стратегия снижения износа таких машин включает использование жертвенных пластин, предназначенных для защиты от эрозии частиц. Износостойкие пластины расположены в зонах вентилятора, наиболее подверженных эрозии частиц. Такие материалы доступны на рынке и имеют разную стоимость в зависимости от их характеристик против износа частиц.
Выбор износостойких пластин и их расположение внутри вентилятора обычно зависит от опыта производителя и стоимости износостойкого материала. Недавние работы [6,7] демонстрируют, что эти жертвенные пластины обладают износостойкостью, связанной с карбидами, диспергированными внутри чугунной матрицы. Их эффективность основана на способности карбидов (хрома и ниобия) противостоять эрозии и истиранию частиц.
Твердость карбида и склонность матрицы поглощать удары частиц уменьшают вредное воздействие частиц [6,7]. Настоящая работа сочетает в себе численный и экспериментальный подход к оценке интенсивности эрозии машины для оптимизации расположения износостойких пластин внутри вентилятора. Сначала на специально разработанном струйном испытательном стенде экспериментально оценивается износостойкость трех промышленных износостойких пластин. Износостойкость материала оценивалась с использованием той же подложки и частиц, используемых в реальной установке, чтобы обеспечить наилучший прогноз величины эрозии на основе численного анализа. Затем было проведено гидродинамическое моделирование для оценки износа вращающихся и неподвижных частей.

Machine Translated by Google

машины. Разделение машины на участки позволило подобрать подходящую износостойкую пластину для каждой зоны с учетом местных условий степени эрозии.

2. Экспериментальное исследование.

Экспериментальная кампания направлена на характеристику эрозионного поведения материалов при различных углах воздействия и значениях скорости. Результаты испытаний на эрозию выражаются через скорость эрозии (ER), которая представляет собой соотношение между потерей массы мишени после испытания и массой частиц, подвергшихся на нее воздействию. Обычно скорость эрозии моделируется с использованием следующего соотношения [8]:

$$ER(V, \alpha) = K90\ V^{n90}\ f(\alpha) \quad (1)$$

где V — скорость удара частицы, α — угол падения частицы, K90 и n90 — коэффициенты эрозии для нормального угла падения, а угловая функция f(α) — это отношение скорости эрозии при обычном угле удара и скорость эрозии под углом 90 : $\gamma/\alpha = (\gamma)\ f(\alpha) = ER\alpha/ER90$ (2)

2.1. Испытательный стенд

В настоящем разделе описывается стенд для испытаний на столкновение струи, спроектированный и изготовленный в Лаборатории жидкостного машиностроения инженерного факультета Университета Феррары. Схематический вид всей эрозионной установки и ее основных компонентов показан на рисунке 1. На испытательном стенде используется сухой и чистый цеховой воздух, подаваемый винтовым компрессором. Воздух смешивается с дозированным количеством порошка и затем ускоряется в пескоструйном сопле по направлению к квадратному образцу в испытательной камере. Выходное отверстие сопла имеет диаметр 4 мм. Вытяжной вентилятор, соединенный с дымоходом, обеспечивает рециркуляцию воздуха внутри испытательной камеры. Массовый расход воздуха регулируется регулятором давления перед соплом. Образец помещается на держатель мишени, позволяющий точно регулировать угол наклона и расстояние от выходного сечения сопла. Для настоящего применения выбрано расстояние 10 мм между соплом и поверхностью образца. Предварительные испытания проводились с использованием частиц оксида алюминия (Al_2O_3) (диаметром 50 мкм) на образцах 20MnB4 (согласно UNI EN 10269 [9]) с содержанием элементов в массовой доле (мас. %): 0,228 % C, 0,943 % Mn, 0,068 % Si, 0,010 % S, 0,009 % P, 0,025 % Al, 0,003 % B, 0,042 % Ti, 0,070 % Cr, 0,033 % Ni, 0,039 % Cu, 0,0001 % Pb и железо (остальное). В ходе предварительных испытаний была подтверждена надежность испытательного стенда, поскольку результаты соответствовали результатам, предоставленным ASTM G76 [10]. Подробное описание работы и использования испытательного стенда представлено в [6,7].

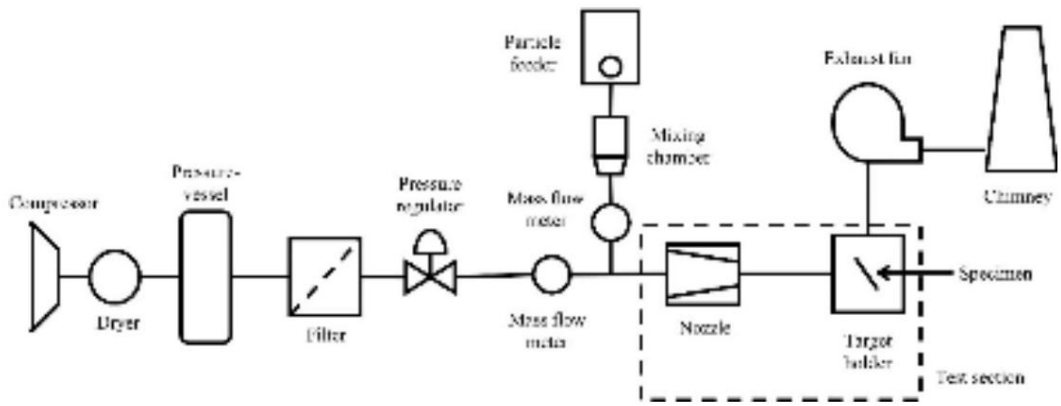


Рис. 1. Схематическая схема экспериментального стенда.

2.2. Материалы частиц и подложек

Экспериментальные испытания проводились с материалами частиц и подложек, используемыми в тяжелых условиях эксплуатации центробежных вентиляторов. Порошок, используемый в настоящей заявке, представляет собой твердый материал, получаемый в качестве промежуточного продукта при производстве портландцемента.

Machine Translated by Google

Его изготавливали путем спекания известняка и алюмосиликатных материалов, таких как глина, на этапе обжига цемента. Порошок, использованный в настоящей экспериментальной кампании, был собран непосредственно с завода, где работает вентилятор. Морфология порошка изображена на рисунке 2a, а его количество и массовое распределение показаны на рисунке 2b. Плотность частиц составляет 2,717 кг/м3 , средний диаметр — 4,34 мкм. Для измерения распределения частиц и плотности частиц использовались соответственно Malvern Mastersizer 3000 (Malvern Panalytical, Малверн, Великобритания) и пикнометр AccuPyc II 1340 (Micromeritics Instrument Corporation, Норкросс, Джорджия, США).

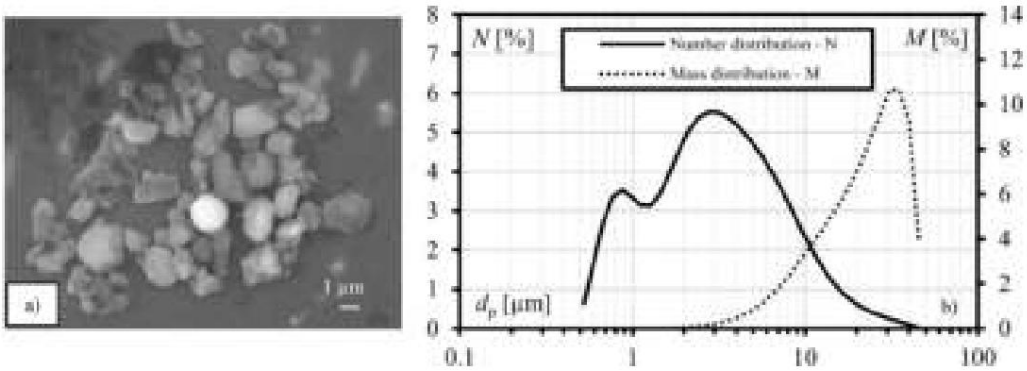


Рисунок 2. Характеристики используемого порошка: (а) наблюдение СЭМ и (б) распределение количества и массы.

В рамках настоящей кампании были испытаны три коммерческих износостойких пластины, получившие названия M1, M2 и M3 :

- M1 — многослойная композитная износостойкая пластина, изготовленная сваркой открытой дугой порошковой проволоки группы сплавов DIN 8555 10 и дополнительный порошок металлического сплава. Его месторождение состоит из первичных карбидов и сложных карбидов в матрице аустенита и эвтектических карбидов. Содержание карбидов составляет 62,1 % (27,4 % первичных и 34,7 % эвтектических) и имеет следующие структуры: Cr7C3, Mo2C, NbC и WC.
- M2 – это наплавленный композиционный материал с твердой наплавкой по DIN 8555, группа сплавов 10, изготовленный методом сварки открытой дугой. Заявленное процентное содержание карбидов превышает 50%. Структуры образовавшихся карбидов M7C3, Cr2B и NbC.
- M3 — сплав на основе никеля с высоким содержанием литых/измельченных карбидов вольфрама (60 % содержания покрытия). Покрытие состоит из Ni (37 %), WC (60 %) и других компонентов (3 %).

Из-за различного химического состава и свойств соответственно меняется и эрозионная стойкость этих материалов. В частности, по опытным оценкам, M3 показал более высокую износостойкость, чем M2 и M1.

2.3. Результаты экспериментальных испытаний и подбор модели

Три материала испытываются при трех средних скоростях удара и пяти углах удара (15 , 30 и 90). Каждое испытание проводится при массовом расходе порошка 10 г/мин. Каждая комбинация угла удара и скорости .

45 60

повторяется на разных образцах три раза. Полоса ошибок, рассчитанная в соответствии с процедурой, описанной Schrade et al. [11] использовалось для учета изменчивости, связанной с процедурой испытания. Результаты эксперимента изображены на рисунке 3: на рисунке 3a показаны значения ER при нормальном угле удара и интерполяционные линии, полученные из уравнения (1), а на рисунке 3b показаны экспериментальные значения угловой функции. Пластина M3 подтверждает более высокую устойчивость к износу частиц.

M1 и M2 имеют сопоставимую износостойкость. Угловая функция демонстрирует явную смесь пластично-хрупкого поведения эрозионного процесса в зависимости от угла удара: максимум ER расположен почти при 45 . Три материала пластин демонстрируют схожие тенденции угловой функции f (α) .

Machine Translated by Google

α

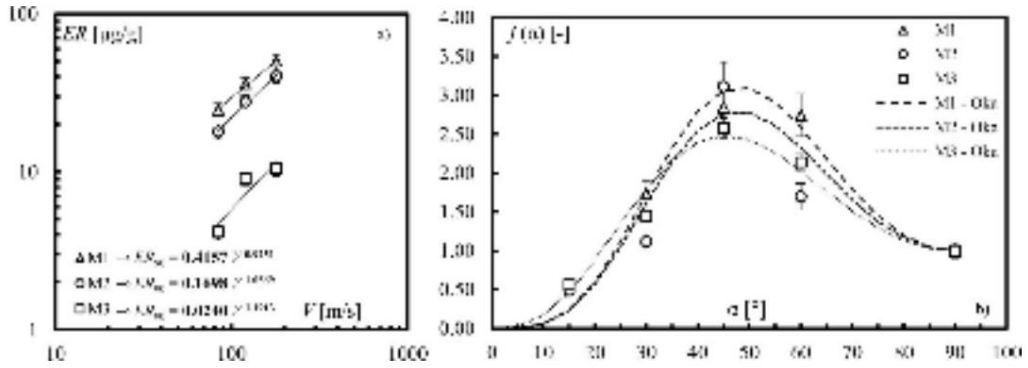


Рисунок 3. Результаты экспериментальных испытаний: (а) скорость эрозии при нормальном угле падения и (б) – скорость эрозии по углу (экспериментальные значения и интерполяция модели Оки).

Чтобы получить общую формулировку угловой функции f(α) , которую можно использовать в численного моделирования, экспериментальные результаты были интерполированы с помощью программы Оки. уравнение модели [12], которое рассчитывает угловую функцию как комбинацию тригонометрических функций:

$$f(\alpha) = (\text{грех } \alpha) \quad n1 (1 \ddagger HV(1 \quad \sin \alpha))n2 \quad (3)$$

)) грех 1(�� ‡ 1)) грех) = (

где n1 и n2 — числовые коэффициенты, а HV — твердость материала, выраженная в ГПа. Результаты интерполяции модели Оки представлены на рисунке 3b пунктиром. линии, а коэффициенты, используемые в уравнении (3), указаны в таблице 1 для трех проверенные материалы.

Таблица 1. Свойства материалов и коэффициенты эрозии износостойких плитных материалов.

Материал	ρm (кг/м3) ρ	K90	н90	ВН (ГПа)	n1	n2
M1	4375	0,4157	0,9251	8.532	4.0	2.0
M2	7500	0,1698	1,0569	6,767	4.0	2.2
M3	9375	0,0240	1.1913 г.	6.473	2.9	1,8

3. Численный анализ

3.1. Гидродинамическое моделирование

Рассматриваемый вентилятор представляет собой крупногабаритный центробежный вентилятор одностороннего всасывания, работающий в цементный завод, спроектированный и построенный Boldrocchi Group. Вентилятор установлен в Оальборге. Портландцементный завод. Вентилятор состоит из закрытой крыльчатки постоянной ширины, 12 загнутых назад однодуговых лопастей и спиральной улитки постоянной ширины. Задняя сторона крыльчатки Диск имеет пять радиальных ребер для балансировки осевой тяги. Внешний диаметр рабочего колеса составляет 4 м, а расчетная частота вращения вентилятора — 652 об/мин. Впускная коробка с тремя неподвижными лопатками постоянная толщина отклоняет поток от впускного канала, который расположен перпендикулярно ось крыльчатки в осевом направлении через входной конус вентилятора. Впускной конус прикручен к передняя боковая пластина улитки, общая с впускной коробкой. Износостойкий на напорной стороне и на передней кромке установлены пластины толщиной 10 мм лопастей вентилятора, на внутренней поверхности диска крыльчатки, на части бандажа крыльчатки у задней кромки лопасти на напорной стороне и полосе спиральной улитки, обращенной выходная секция рабочего колеса. Улитка и рабочее колесо вентилятора показаны на рисунке 4a. К характеризуют внутреннее поле потока и траектории частиц центробежного вентилятора, 3D Гидродинамическое многофазное моделирование выполняется в фактической рабочей точке вентилятора в терминах массового расхода и общего повышения давления, т. е. 122 кг/с и 8300 Па. Читатель может обратиться к Алди и др. [13] для получения подробной информации о настройке и проверке CFD-моделирования.

Machine Translated by Google

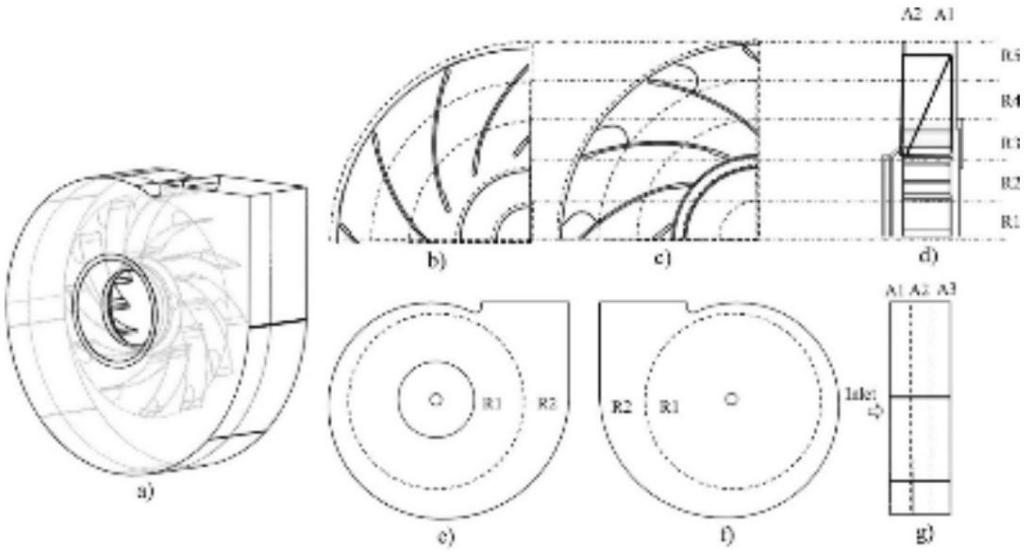


Рисунок 4. Стратегия ремонта поверхности вентилятора: (а) модель вентилятора, (б) ступица, (в) кожух, (г) ротор, (д) передняя сторона улитки , (е) задняя сторона улитки и (ж) улитка боковая сторона.

3.2. Стратегия ремонта поверхности

вентилятора. Чтобы количественно оценить степень износа конкретных зон, машина разделена на участки: по схеме, представленной на рисунке 4.

Рабочее колесо было разделено на три зоны: ступица (задняя пластина), бандаж (передняя пластина) и лопасти. Ступица и бандаж разделены по радиальной дискретности. Ступица (рис. 4б) разделена на пять кольцевых областей, названных по порядку от R1 до R5, толщиной 355 мм, 385 мм, 440 мм, 435 мм и 435 мм соответственно. Кожух (рис. 4c) разделен на три круглые области, называемые R3, R4 и R5. Размеры R3, R4 и R5 такие же, как и соответствующие области на концентраторе. Ремонт бандажа также учитывает дополнительную пластину защиты от износа (обозначенную TE), расположенную в зоне задней кромки лопасти, в соответствии с нажимной стороной лопасти. Каждая лопасть была разделена на тринадцать патчей: один патч для передней кромки, шесть патчей со стороны давления и шесть патчей со стороны всасывания (рис. 4d). Как сторона нагнетания, так и сторона всасывания каждой лопатки разделены на две осевые зоны (A1 и A2) и три радиальные зоны (R3, R4 и R5). Радиальное деление выполнено в соответствии с ранее описанными делениями R3, R4 и R5 на ступице и кожухе.

Спираль была разделена на три основные зоны: переднюю сторону (входную сторону), боковую сторону и заднюю сторону. Передняя и задняя стороны улитки были разделены на два радиальных сектора, названных R1 и R2 (рис. 4д, е). Круглая область под названием R1 расположена в центре улитки и имеет диаметр 4,40 м, что немного больше диаметра рабочего колеса. Сектор R2 включает в себя оставшуюся часть спиральной передней и задней крышки. Боковая сторона была разделена на три осевых участка (A1, A2 и A3), каждый из которых имел толщину 510 мм (рис. 4ж). Спиралевидный срез представляет большой интерес с точки зрения износа частиц, поскольку представляет собой зону, которая может сильно подвергаться эрозионным процессам. По этой причине зона отсечения была изолирована и проанализирована отдельно.

4. Результаты

Сложное поле потока, развивающееся внутри вентилятора, и возникающая зона высокого отрыва требуют использования численного моделирования для прогнозирования характера воздействия на компоненты вентилятора. CFD-моделирование позволило отслеживать траектории частиц и получать информацию, связанную с ударами частиц о поверхности вентилятора. Из-за инерции частиц области удара являются результатом взаимодействия траекторий частиц и поля потока. В настоящей заявке плотность и диаметр частиц (см. рисунок 2) определяют пониженную инерцию частиц при диффузионно-инерционном режиме транспортировки частиц [14]. Благодаря этому частицы следуют линиям тока, определяющим

Machine Translated by Google

взаимодействие большой части поверхности вентилятора с ударом частицы. В то же время снижение инерции приводит к уменьшению кинетической энергии частиц, что приводит к снижению скорости эрозии (подробнее см. [7]). В случае большего диаметра частиц (т.е. большей инерции частиц) характер удара изменяется в соответствии с уменьшенной способностью частиц следовать за полем потока. В этом случае наиболее затронутыми областями будут ступица крыльчатки (задняя пластина) и напорная сторона лопатки.

Для настоящего анализа предполагается, что все внутренние поверхности вентилятора покрыты износостойкими пластинами. Таким образом, износ зон вентилятора рассчитывается путем реализации уравнений (1) и (3) на основе результатов CFD-моделирования и использования коэффициентов из таблицы 1 для трех износостойких материалов. Результаты представлены в виде среднего уменьшения толщины (l) за 8000 часов (почти год) работы на каждом участке вентилятора

4.1. Ступица и кожух

На рис. 5 показано уменьшение толщины кожуха (рис. 5b) и ступицы (рис. 5c). По результатам экспериментов M1 показывает худшие показатели по износостойкости. Глядя на кожух, можно увидеть, что три материала имеют разные тенденции в радиальном направлении. В основном это связано с различными угловыми функциями, измеренными в ходе экспериментальных испытаний (рис. 3б). Этот эффект виден при сравнении M3 и M1 с R3, R4 и R5. Однако более высокая интенсивность износа наблюдается в зоне вблизи задней кромки, называемой TE. Для всех материалов износ ступицы высокий в зоне R1, снижается в радиальном направлении до R3 и незначительно увеличивается к R5. Центр диска (R1) имеет решающее значение, поскольку его расположение перед впускной секцией обеспечивает высокую частоту ударов в этой зоне.

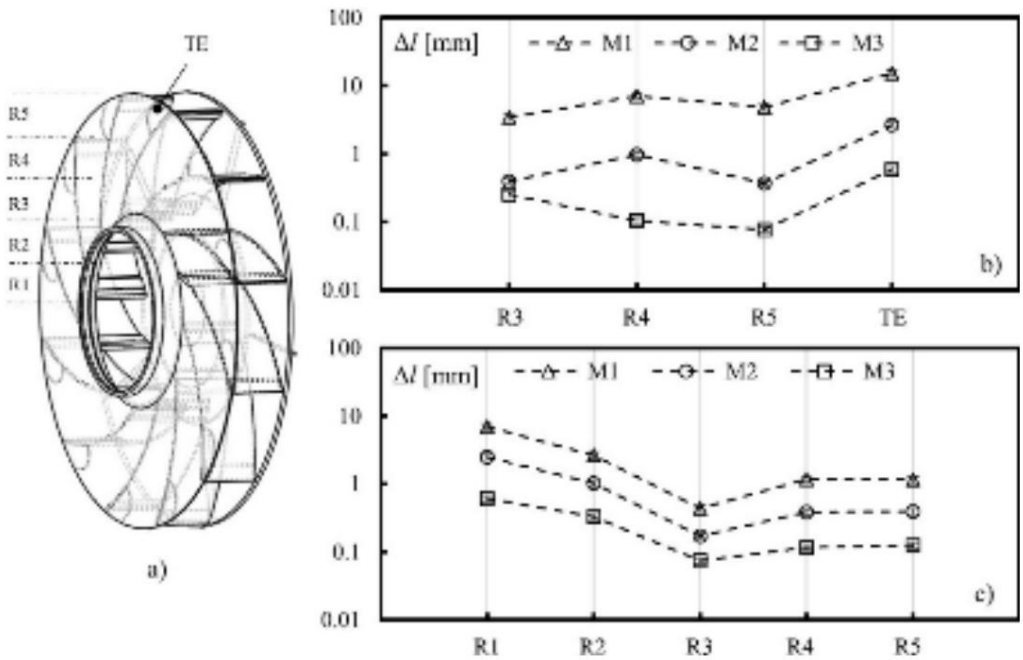


Рисунок 5. Износ ротора: (а) координаты пятен и потери материала, (б) на бандаже и (в) на ступице. R1, R2, R3, R4 и R5 — радиальные кольцевые зоны, TE — задняя кромка.

4.2. Лезвия

На рисунке 6 показаны результаты для стороны давления лопатки (рис. 6b,c) и стороны всасывания (рис. 6e,f). Передовые результаты представлены на рисунке 6b. Что касается напорной стороны лопатки, степень износа уменьшается в радиальном направлении для части лопатки рядом со ступицей (A1) и увеличивается в радиальном направлении для части около бандажа (A2). Однако износ зоны A1 более серьезный, чем A2. В частности, передней кромкой является зона рабочего колеса, в которой наблюдаются большие потери материала. Тенденции l для трех материалов в радиальном направлении аналогичны, но сдвинуты по оси y, что подчеркивае

Machine Translated by Google

различная износостойкость трех материалов пластин. Что касается всасывающей стороны лезвия , то для фиксированного материала пластины износ практически равномерен по всей поверхности.

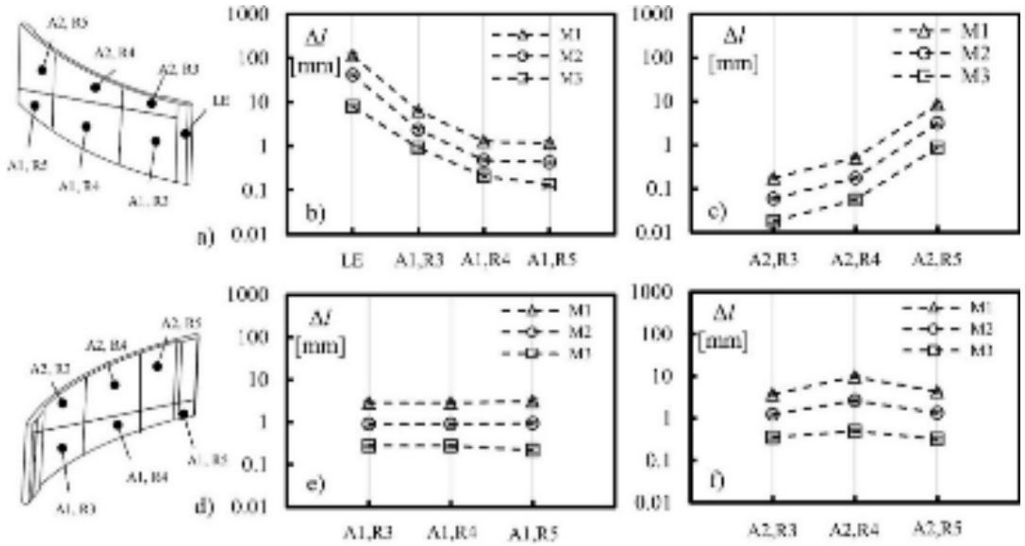


Рис. 6. Износ ротора: (а) координаты пятен на напорной стороне и потери материала, (б) на осевом сечении A1 и (в) на осевом сечении A2; (г) координаты пятен на стороне всасывания и потери материала, (д) на осевом сечении A1 и (е) на осевом сечении A2. R3, R4 и R5 — радиальные кольцевые зоны, LE — передняя кромка.

4.3. волюта

Результаты износа улитки представлены на рисунке 7 для передней стороны (рисунок 7b), задней стороны (рисунок 7c), боковой стороны (рисунок 7d) и обрезки (рисунок 7e). Интенсивность износа неподвижных частей ниже, чем вращающихся. Это происходит главным образом из-за меньшего числа ударов частиц и скорости удара в этих зонах. Лицевая, тыльная и боковая стороны имеют одинаковые значения уменьшения толщины после 8000 часов эксплуатации. Срез является наиболее ответственной частью улитки: степень износа увеличивается в осевом направлен Максимальное уменьшение толщины наблюдается в осевом секторе перед выходной частью рабочего колеса, достигая уменьшения толщины на 3 мм после 8000 ч работы при радиусе среза 175 мм.

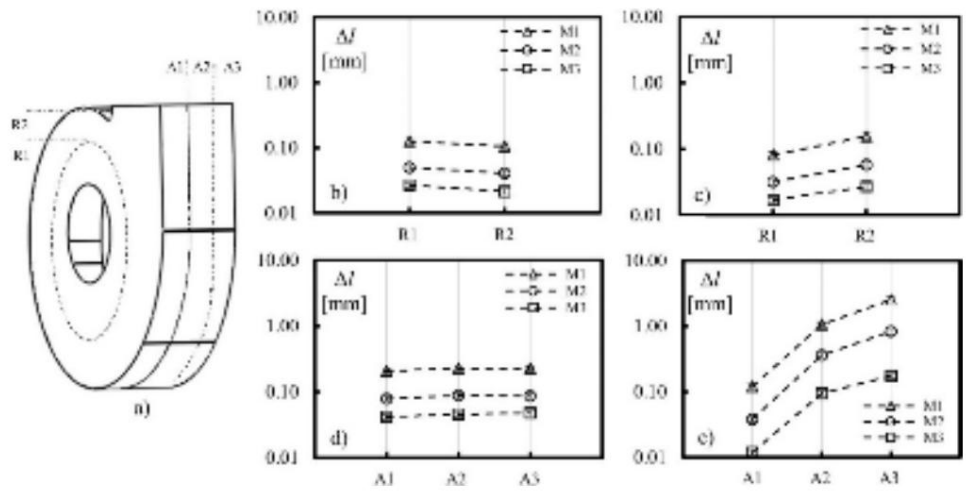


Рисунок 7. Износ улитки: (а) координаты пятен на улитке и потери материала, (б) на передней стороне, (в) на задней стороне, (г) на боковой стороне и (д) срез. R3 и R4 — радиальные кольцевые области, A1, A2 и A3.

являются осевыми участками.

Machine Translated by Google

4.4. Оптимизированная

конфигурация. Сочетание численных и экспериментальных методов позволило достоверно оценить износоустойчивость вентилятора, работающего с запыленными потоками. Результаты настоящей работы представлены в виде уменьшения толщины за 8000 ч работы; удобство использования такой информации играет ключевую роль в оценке интервалов технического обслуживания, а также срока службы машины. Гарантия клиента на самом деле является серьезной проблемой для производителей тяжелых вентиляторов, и ее правильная оценка может представлять собой существенное конкурентное преимущество в области поставок тяжелого оборудования.

Другая важная роль – снижение затрат без ущерба для надежности и долговечности машины. Покрытие всех деталей машины пластинчатым материалом с максимальной износостойкостью, без учета его цены, несомненно, обеспечит максимально возможную долговечность. Однако эта стратегия автоматически вытеснит машину с рынка. Чтобы достичь компромисса между стоимостью и долговечностью, представленные ранее результаты были проанализированы для определения оптимальной конфигурации расположения пластин . Уменьшение толщины на 3 мм за 8000 ч работы установлено как допустимый предел износа деталей вентилятора. Это предельное значение было выбрано с учетом того, что наплавочный материал пластин имеет толщину 5 мм. В соответствии с этим выбором после 8000 часов работы следует проводить проверки для оценки общего состояния машины.

Оптимизированная конфигурация рабочего колеса представлена на рисунке 8 для кожуха (рис . 8b), ступицы (рис. 8c), стороны нагнетания (рис . 8d) и стороны всасывания (рис . 8e). Материалы пластин были позиционированы с учетом их стоимости, их износостойкости и степени износа в конкретной зоне рабочего колеса. Можно отметить, что материал с наибольшей износостойкостью (M3) располагается только в тех зонах, где степень эрозии не позволяет использовать самые дешевые материалы (M1 и M2). Такими зонами являются передняя кромка (LE), часть напорной стороны вблизи задней кромки (A2, R5) и часть кожуха, соответствующая задней кромке (TE). Аналогично, M2 используется в центре диска (R1), в первом радиальном секторе бандажа (R3) и в первом радиальном секторе напорной стороны (A1, R3). Остальные части рабочего колеса были покрыты M1. Глядя на неподвижную часть, низкая степень износа улитки приводит к логичному выбору использования материала M1 для покрытия передней, задней и боковой сторон.

Однако высокий износ отрезка требует позиционирования материала M2 только в этой зоне. Несмотря на то, что такое решение теоретически может минимизировать затраты, связанные с износом частиц, без ущерба для долговечности вентилятора, следует подчеркнуть, что его реализация может быть непрактичной из-за проблем совместимости, которые могут возникнуть при сварке различных наплавленных пластин. Однако подход, представленный в настоящей работе, может быть адаптирован к практическим применениям только для покрытия зон, наиболее подверженных износу частиц.

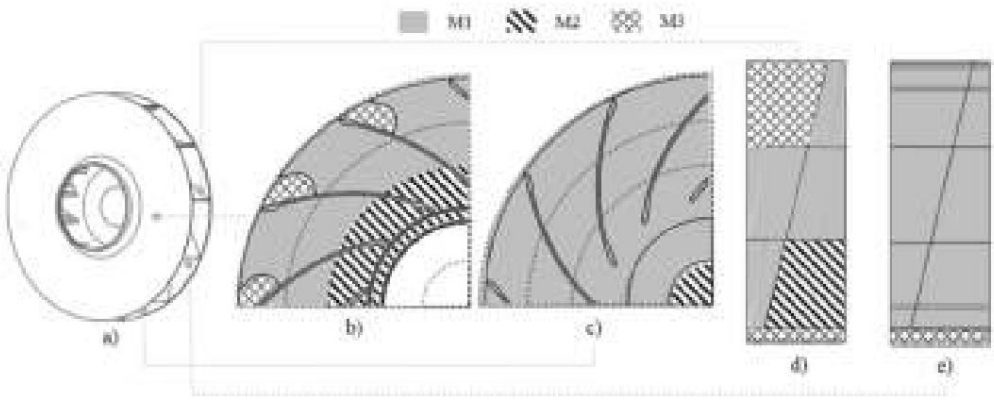


Рис. 8. Оптимизированная конфигурация износостойких пластин на роторе: (а) вид ротора, (б) бандаж, (в) ступица, (г) напорная сторона лопатки и (д) лопатка на всасывающей стороне.

Machine Translated by Google

5. Выводы

Настоящая работа посвящена оценке степени износа внутренних частей сверхмощного центробежного вентилятора и оптимизации расположения износостойких пластин на проточной части машины.

Сначала были проведены экспериментальные испытания по оценке износостойкости наплавленных пластин против пыли, обрабатываемой вентилятором. Затем была использована литературная модель эрозии для интерполяции экспериментальных результатов для получения математических соотношений, позволяющих предсказать величину износа в условиях общего воздействия. Затем было проведено динамическое моделирование многофазной жидкости вентилятора для оценки воздействия частиц на вращающиеся и неподвижные части. Наконец, реализация модели эрозии, дополненной экспериментальными коэффициентами, привела к оценке степени износа в каждой зоне вентилятора.

Вращающиеся детали подвержены более высокому уровню износа, чем неподвижные детали, а передняя кромка является зоной, подверженной наибольшим потерям материала. Кроме того, три твердосплавных сплава демонстрируют существенные различия в стойкости к эрозии из-за их разных свойств и химического состава. Численные результаты позволили реализовать оптимизированную стратегию размещения износостойких пластин, обеспечив снижение затрат и повышение долговечности вентилятора.

Вклад автора: концептуализация, PS, MP, AV и AS; методология, NA, NC, MP, AS и AV; формальный анализ, NA, NC, AS и AV; расследование, NA, AS и AV; ресурсы, ПС и ОМ; курирование данных, AV; письменное – подготовка оригинального черновика, АВ; написание — обзор и редактирование, NA, NC, MP, AS, AV и PS; визуализация, АВ и МП; надзор, МП и ПС; администрация проекта, ПС; финансирование приобретения, М.П. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Данное исследование финансировалось за счет гранта на передачу технологий от BOLDROCCHI GROUP Srl. Номер гранта: 1.

Заявление Институционального наблюдательного совета: Неприменимо.

Заявление об информированном согласии: Не применимо.

Заявление о доступности данных: Не применимо.

Благодарности: Авторы выражают признательность Николе Занини, Стефано Олиани и Этторе Фадиге за поддержку во время экспериментальной кампании.

Конфликты интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Ссылки

1. Глассер, AD; Петлевич, WJ; Свердруп Е.Ф. Природа и стоимость вентиляторной эрозии на угольных электростанциях (№ EPRI-CS-1596); Westinghouse Electric Corp.: Питтсбург, Пенсильвания, США, 1980 г.
2. Кардилло, Л.; Корсини, А.; Делибра, Г.; Рисполи, Ф.; Шеард, АГ; Вентурини, П. Моделирование потоков с частицами в большом центробежном вентиляторе для прогнозирования эрозии. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2014 г.; Том 45578, с. B01AT10A014.
3. Касторрини, А.; Вентурини, П.; Корсини, А.; Рисполи, Ф. Численное моделирование процесса старения лопаток вентилятора с принудительной тягой из-за длительного воздействия частиц летучей золы. Дж. Инж. Мощность газовых турбин 2019, 141, 011025. [CrossRef]
4. Фриче, М.; Эппле, П.; Стебер, М.; Rubwurm, HJ Компания Erosion оптимизировала крыльчатки и улитки радиальных вентиляторов для потоков частиц. На Международном конгрессе и выставке машиностроения ASME ; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2017 г.; Том 7.
5. Алди, Н.; Казари, Н.; Пинелли, М.; Суман, А.; Вульпио, А.; Сакченти, П. Модификация производительности большого центробежного вентилятора, поврежденного эрозией. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2021 г.; Том 84898, с. B001T10A011.
6. Фортини, А.; Суман, А.; Вульпио, А.; Мерлин, М.; Пинелли, М. Микроструктурные и эрозионные характеристики износа высокохромистого чугуна. Покрытия 2021, 11, 490. [CrossRef]
7. Фортини, А.; Суман, А.; Занини, Н.; Кручиани, Дж. Эрозионное изнашивание высокохромистого чугуна: комбинированное воздействие эродирующих порошков и дестабилизирующей термической обработки. Покрытия 2022, 12, 1218. [CrossRef]
8. Финни, И.; Макфадден, Д.Х. О зависимости скорости эрозии пластичных металлов твердыми частицами при малых углах падения. Одежда 1978, 48, 181–190. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

9. EN 10269; Стали и никелевые сплавы для крепежных изделий с заданными свойствами при повышенных и/или низких температурах. Европейский комитет по стандартизации: Брюссель, Бельгия, 2013 г.
10. ASTM G76-04; Стандартный метод испытаний для проведения испытаний на эрозию путем удара твердых частиц с использованием газовых струй. ASTM Международный: Вест-Коншохокен, Пенсильвания, США, 2004 г.
11. Шрейд, М.; Штаудахер, С.; Фойгт М. Экспериментальное и численное исследование эрозионного изменения формы компрессоров высокого давления. В Turbo Expo: Энергия для суши, моря и воздуха; Американское общество инженеров-механиков: Нью-Йорк, штат Нью-Йорк, США, 2015 г.; Том 56628, с. B001T01A001.
12. Ока, Ю.И.; Окамура, К.; Йошида, Т. Практическая оценка эрозионного ущерба, вызванного воздействием твердых частиц: Часть 1: Влияние параметров удара на уравнение прогнозирования. Одежда 2005, 259, 95–101. [Перекрестная ссылка]
13. Алди, Н.; Казари, Н.; Пинелли, М.; Суман, А.; Вульпио, А.; Сакченти, П.; Беретта, Р.; Фортини, А.; Мерлин, М. Эрозионное поведение на центробежном вентиляторе большого размера. В материалах 13-й Европейской конференции по турбомашинному оборудованию по гидродинамике и термодинамике турбомашин, Лозанна, Швейцария, 8–12 апреля 2019 г.; стр. 1–8.
14. Янг, Дж.; Лиминг А. Теория осаждения частиц в турбулентном потоке в трубе. Дж. Флюид. Мех. 1997, 340, 129–159. [Перекрестная ссылка]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние развертки на источники шума осевого вентилятора, использующие решетку Метод Больцмана

Дипали Годаке [1], Марлен Санжозе 1,2, Стефан Моро 1* и Мануэль Хеннер [3]

1 Факультет машиностроения, Университет Шербрука, 2500 Boulevard de l'Université, Шербрук, королевский адвокат J1K2R1, Канада
2 Факультет машиностроения, Высшая школа технологий , улица Нотр-Дам Уэст, 1100, Монреаль, королевский адвокат H3C1K3, Канада
3 Моделирование и надежность Metier, Valeo Thermal Systems, 78320 Ла Верьер, Франция *
Адрес для переписки: Stephane.moreau@usherbrooke.ca

Аннотация: Влияние стреловидности лопастей было исследовано численно с помощью решеточного метода Больцмана на семействе тихоходных осевых вентиляторов со свободным вихрем и стреловидностью ±45 . Хорошее общее аэродинамическое соответствие сначала демонстрируется на всех вентиляторах в расчетном состоянии, особенно в зазоре между наконечниками. Более сильные локальные колебания давления на стенке, наблюдаемые в вентиляторах с обратной и обратной стреловидностью по сравнению с вентиляторами с прямой стреловидностью, объясняются более сильными концевыми вихрями, которые остаются в плоскости вращения или даже движутся вверх по потоку. Эти более сильные и быстрые вихри, взаимодействующие с лопастями вентилятора, ответственны за более высокие уровни шума, наблюдаемые в акустических спектрах этих вентиляторов, и особенно за большие субгармонические выступы. Наконец, сообщается о превосходном согласии между экспериментальными и численными прогнозами шума, при этом подчеркивается доминирующий шум на наконечнике.

Ключевые слова: шум осевого вентилятора; субгармонические горбы; Решетчатый метод Больцмана; механизм генерации шума ; размах лопастей вентилятора

check for updates

Цитирование: Годаке, Д.; Санхосе, М.; Моро, С.; Хеннер, М. Эффект Осмотр источников шума осевых вентиляторов с использованием решеточного метода Больцмана. Межд. Я. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 34. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040034 .

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 23 августа 2022 г.
Принято: 14 ноября 2022 г.
Опубликовано: 22 ноября 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

Низкоскоростные осевые вентиляторы широко используются во многих системах вентиляции (охлаждение двигателей автомобилей и поездов, туннельная вентиляция, охлаждение электронных и электрических двигателей, системы кондиционирования жилых помещений). Они способствуют росту шумового загрязнения окружающей среды, которое необходимо смягчить всем производителям вентиляторов, чтобы соответствовать новым нормам [1]. Для достижения этой цели самая дешевая стратегия борьбы с шумом — это изменение геометрии самой лопасти. Например, было показано, что перекос лопастей [2] снижает шум вентилятора, и уже было подано несколько патентов на снижение шума, достигаемое за счет прямого или обратного качания. Для тихоходных вращающихся машин стреловидностью называется угол, определяемый в плоскости вращения [3]. Именно такое определение используется в настоящей работе. В зависимости от условий эксплуатации также наблюдались различное поведение и результаты смягчения последствий. Более того, прогнозы шума по-прежнему часто основаны на эмпирических моделях и итеративных, длительных экспериментальных исследованиях, которые не позволяют точно понять механизмы аэроакустических источников и существенно снизить шум. Фактически, причина снижения шума, вызванного разверткой, до сих пор остается предметом споров, как подчеркивается в [4,5], что затрудняет оценку и количественную оценку снижения шума, обеспечиваемого разверткой для каждой новой конструкции вентилятора.

Тем не менее, в последние годы появились новые методы, такие как метод решетки Больцмана, которые могут обеспечить прямой прогноз шума в сложных, реалистичных средах [5,6]. В настоящем исследовании влияние развертки на шум вентилятора затем решается с помощью нестационарного решателя Решетки-Больцмана, максимально точно имитируя эксперименты, проведенные в Университете Фридриха-Александра (FAU) на семействе вентиляторов, спроектированных с разной разверткой. для тех же условий эксплуатации [3,7–10]. Сообщается, что как аэродинамические, так и акустические результаты проливают более глубокое понимание аэроакустического эффекта развертки и того, как она может помочь снизить шум вентилятора.

Machine Translated by Google

2. Экспериментальная основа 2.1.

Описание конфигурации

Исследуемые осевые вентиляторы диаметром D = 495 мм, представленные на рисунке 1, имеют 9 лопаток, изготовленных из профилей NACA 4510. Были рассмотрены различные конструкции лопаток [5]: здесь мы сосредоточимся на семействе S1, спроектированном со свободным вихрем. Все вентиляторы рассчитаны на одинаковые условия эксплуатации: расход 1,4 м3/с (коэффициент расхода φ = 0,252), перепад полного и статического давления 150 Па, при 1500 об/мин. Они бывают либо без развертки (США), либо с прямой стрелкой (FS), либо с обратной стреловидностью (BS). Последняя развертка значительна, ±45 . Они были испытаны в безэховой аэродинамической трубе FAU (Эрланген-Нюрнберг, Германия), показанной на рисунке 2, которая состоит из большой безэховой комнаты, вокруг которой расположены канальный вентилятор и глушители. Вентиляторы размещаются в коротком воздуховоде с раструбом, прикрепленном к нижней части камеры (рис. 2 (справа)). Зазор между воздуховодом и наконечником вентилятора составляет 2,5 мм. Для указанных выше условий эксплуатации частота вращения лопаток (ЧЧ) составляет 225 Гц.

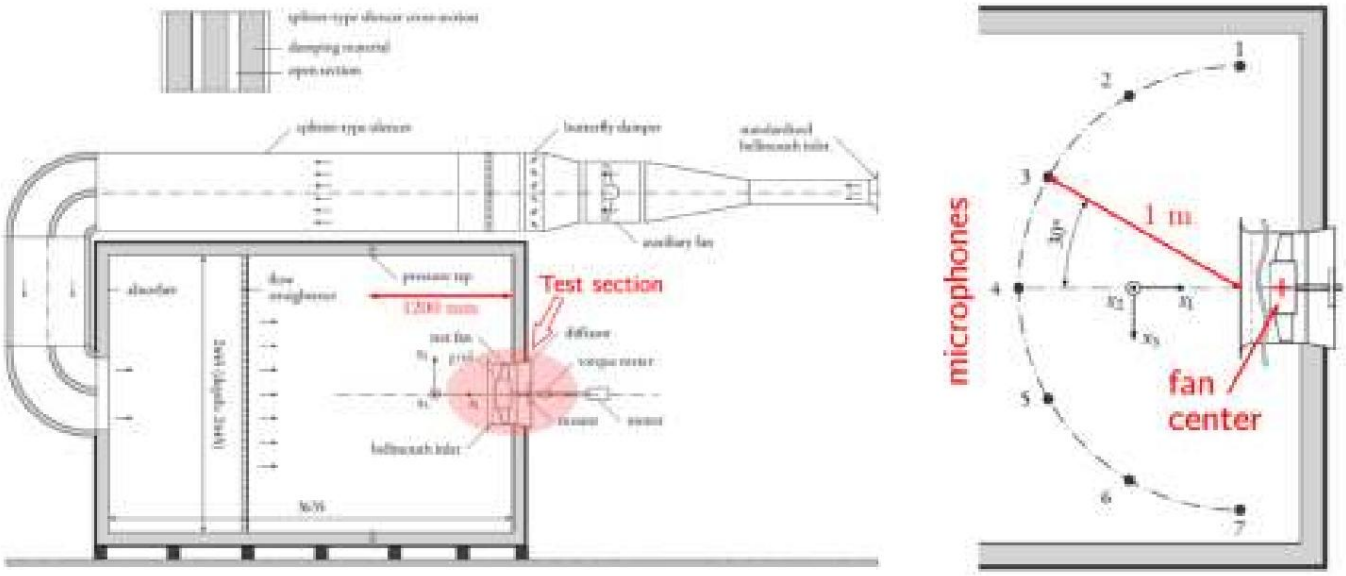


Рисунок 1. Расследованные вентиляторы; слева: неразвернутый (США); центр: стреловидность вперед (FS); справа: обратная стреловидность (BS). Обратите внимание, что направление вращения — по часовой стрелке.

2.2. Экспериментальная база

данных. Для всех вентиляторов сначала были измерены общие характеристики потока. Поток поступает в испытательную установку вверху на рисунке 2а через стандартизированный входной раструб для измерения объемного расхода. Для обеспечения однородных и малотурбулентных условий притока испытательного вентилятора внутри испытательной камеры установлен выпрямитель потока. Разница общего и статического давления измеряется с помощью датчика перепада давления, который подсоединяется к кранам давления внутри испытательной камеры и к линии давления окружающей среды снаружи испытательной камеры. Все подробные измерения скорости были выполнены с помощью лазерного доплеровского анемометра в двух плоскостях на расстоянии 10 мм до и после вентиляторов. Уровни звукового давления измерялись с помощью семи 1/2-дюймовых микрофонов Брюля и Кьера свободного поля (тип 4189-L-001), расположенных полукругом радиусом 1 м вокруг входного раструба в горизонтальной плоскости на той же высоте. высота как ось вращения вентилятора (рис. 2б).

Machine Translated by Google



(а) (б)

Рисунок 2. Схема безэховой испытательной установки ФАУ (а) и расположение микрофонов (б) (адаптировано из [5]).

3. Численное исследование 3.1.

Численная установка

Как показано в [7], решеточный метод Больцмана (LBM) является очень эффективным методом прямого расчета аэроакустики для низкоскоростных вентиляторов, установленных в сложной среде, такой как описанная на рисунке 2, и поэтому был выбран в настоящем документе. изучать. Все расчеты были выполнены с помощью коммерческого решателя PowerFLOW версии 5.5c , разработанного компанией 3DS [11–15]. Для настоящего потока с низкими числами Маха используется эффективная схема дискретизации D3Q19 . Он обладает превосходными свойствами рассеивания и дисперсии, как показано , например, Мари [16], обеспечивая не только прямое понимание акустических источников ближнего поля в вентиляторе, но также и распространение звука в дальнее поле.

Вычислительная область включает в себя большую часть безэховой аэродинамической трубы, представленной на рисунке 2 (слева), встроенной в большую область, обозначающую реальную лабораторию, как показано на рисунке 3. Дополнительные большие зоны демпфирования охватывают область, показанную на рисунке 3, чтобы предотвратить любое отражение. Единственное упрощение заключалось в ограничении внешнего воздуховода последним прямым участком и изгибом с дефлектором. Действительно, поток становится равномерным с помощью глушителя делительного типа в прямом воздуховоде. Обратите внимание, что сотовый выпрямитель потока внутри камеры, показанный на рисунке 2 (слева), учитывается в моделировании эквивалентной анизотропной пористой средой. Затем расчетная область дискретизируется кубическими элементами, называемыми вокселами, в которые погружены все части аэродинамической трубы. Затем строится сетка октодерева с последовательными уточнениями сетки 1:2. Всего в настоящей модели используется двенадцать усовершенствований вокселей (VR), при этом размер воксела в положении микрофона составляет 13 мм (VR7) и меньший размер в области кончика 0,2 мм (VR12). Сглаживание вытянутой сетки вокруг лопасти на первых 75% размаха от ступицы составляет 0,8 мм, при этом остальную часть концевой части лопасти охватывает бублик с двумя уровнями VR. В зазоре кончика также пр
Это было признано необходимым для достижения независимости сетки в концевой части, как уже было показано Моро и Санхосе [17] на вентиляторе H380EC1 при аналогичных условиях потока и числе Рейнольдса на конце, основанном на хорде. Самая мелкая сетка имеет 125 миллионов ячеек и 15 миллионов поверхностных элементов. Атмосферное давление 101 325 Па прикладывается к выходному отверстию, а объемный расход — к входному отверстию воздуховода. Объем вокруг вентилятора приводится во вращение, как описано Perot et al. [6]. На всех поверхностях стенок применяются расширенные логарифмические стеновые функции, учитывающие градиенты давления [14] . Моделирование инициализируется из равномерного покоящегося потока на грубой сетке, которая состоит из сетки до VR 10.

Machine Translated by Google

VR11 и VR12 активируются только для средней и мелкой сетки соответственно для достижения пространственной сходимости: аналогичные средние свойства вокруг веера получаются на средней и мелкой сетке. Сходимость по времени общего повышения давления, давления на стенке и акустических спектров в дальней зоне достигается примерно после 15 оборотов вентилятора, а данные собираются для шести оборотов вентилятора. Статическое давление регистрируется в точных местах расположения микрофонов в экспериментах. Кроме того, некоторые поперечные сечения, в том числе до и после вентилятора, а также поверхность лопасти записываются при высокочастотной выборке для частотного анализа. Представленная выше численная модель проверена путем сравнения параметров потока (составляющих скорости, давления на стенке) с экспериментальными измерениями, проведенными на испытательном стенде FAU (Эрланген-Нюрнберг).

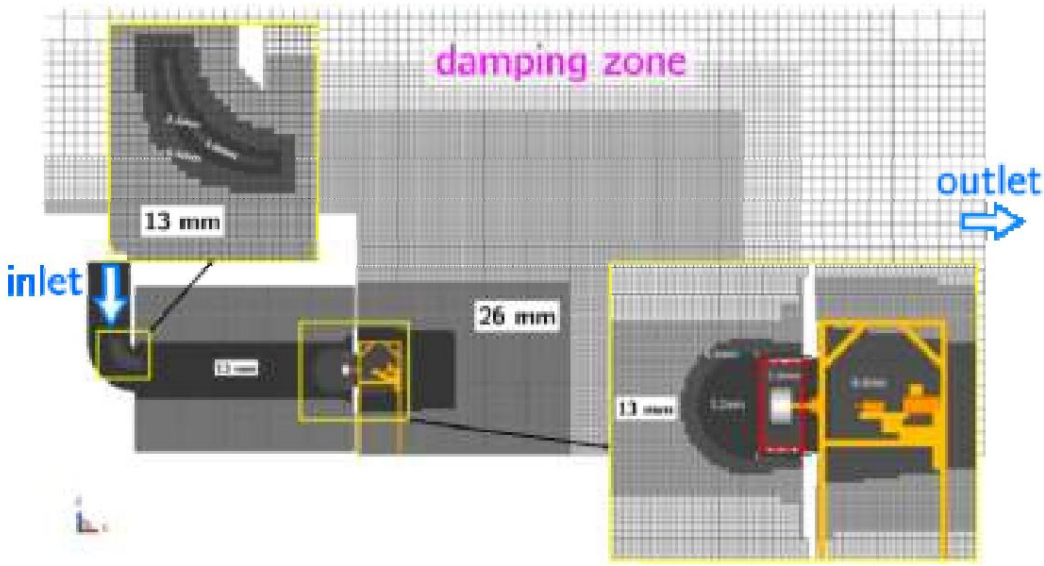


Рисунок 3. Определения расчетной области и уточненного объема безэховой испытательной установки в Университете Фридриха-Александра с увеличением секции канального вентилятора. Красный квадрат: вращающаяся область.

3.2. Численные результаты

3.2.1. Аэродинамические результаты

Хорошая сходимость общего повышения давления была достигнута на более мелкой сетке (разница менее 10%). Следовательно, большая часть постобработки, представленной ниже, находится на последней сетке. Более того, все сравнения затем выполняются при номинальном коэффициенте расхода φ = 0,252, поскольку это рабочая точка вентиляторов по умолчанию, в которой их производительность соответствует конструкции.

Общая топология среднего потока для случая вентилятора без стреловидности во всей безэховой аэродинамической трубе представлена на рисунке 4. Аналогичные характеристики потока получены для двух других вентиляторов, поскольку конструкцией лопастей изменяются только ближние поля. Дефлектор во впускном канале и сотовая решетка для остановки струи в камере давления необходимы для обеспечения квазиравномерного потока на входе в воздуховод. Измеритель крутящего момента и рама, удерживающая всю систему, также расположены достаточно далеко после потока, чтобы не создавать каких-либо значительных блокировок потока и индуцированного потенциального взаимодействия.

Machine Translated by Google

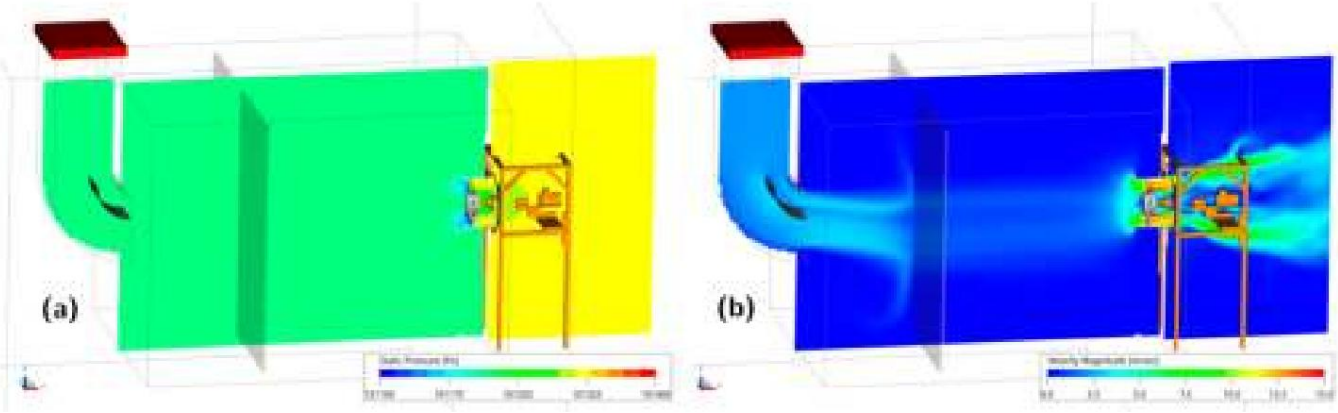


Рисунок 4. Средние результаты для случая нециркулированного вентилятора: (а) статическое давление; (б) величина скорости.

Чтобы получить количественную аэродинамическую проверку в ближнем поле, результаты LBM можно сравнить с измерениями LDA до и после вентилятора [8]. На рисунке 5 показаны распределения средней осевой скорости в плоскости, перпендикулярной оси вращения, примерно в 10 мм за задней кромкой вентилятора для всех трех случаев. На рис . 6 показана соответствующая средняя тангенциальная скорость в той же плоскости. Достигнуто хорошее общее согласие между экспериментальными и численными данными. Только следы лопастей в моделировании LBM толще, с немного более глубоким дефицитом скорости и большей тангенциальной составляющей ниже 75% размаха. Скорее всего, это связано с меньшим измельчением сетки в нижней части лопасти. Тем не менее, на самом деле, уровни и закономерности практически совпадают благодаря лучшей виртуальной реальности. Аналогичные результаты получены для радиальной составляющей и в восходящей плоскости.

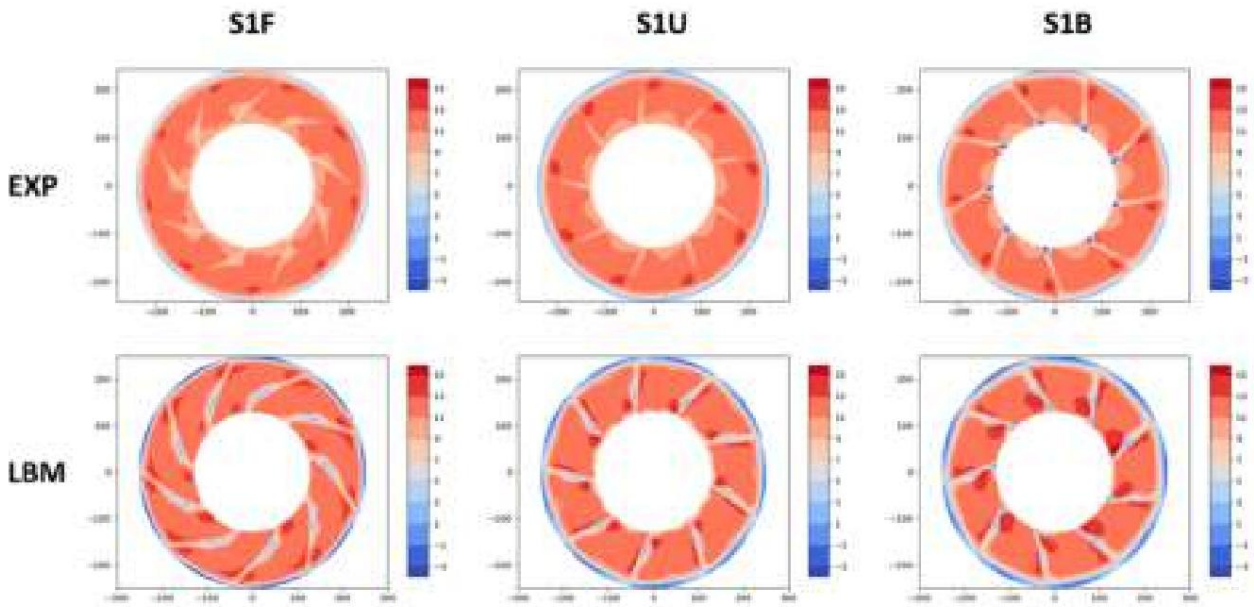


Рисунок 5. Средняя осевая скорость на задней кромке: сравнение эксперимента (вверху) и результатов LBM (внизу) для вентиляторов S1F (слева), S1U (в центре) и S1B (справа) . Размеры вентилятора в мм и скорость в м/с.

Machine Translated by Google

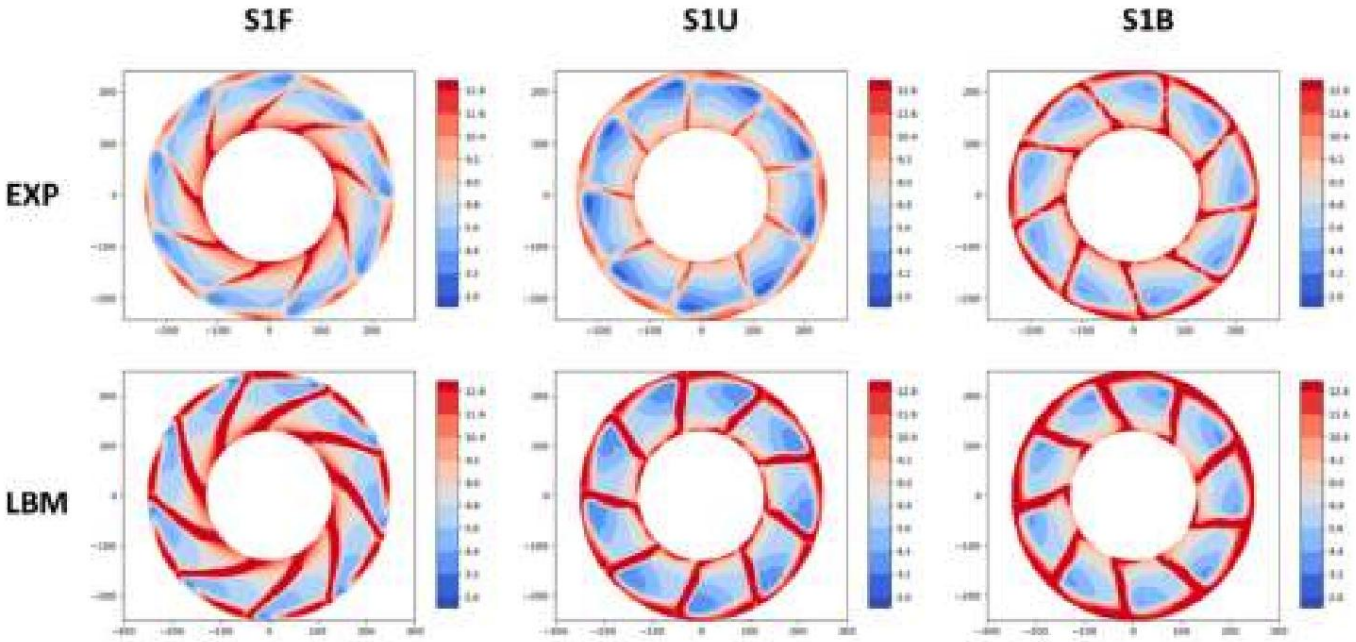


Рисунок 6. Средняя тангенциальная скорость на задней кромке: сравнение результатов эксперимента (вверху) и результатов LBM (внизу) для вентиляторов S1F (слева), S1U (в центре) и S1B (справа) . Размеры вентилятора в мм и скорость в м/с.

Хорошее общее согласие также достигается по среднеквадратичным компонентам скорости после вентилятора. Таким образом, среднее поле течения, предсказанное LBM, очень хорошо соответствует экспериментальному. Тем не менее, как показывает акустическая аналогия Фоукса Уильямса и Хокингса [18], источники шума в низкоскоростных вентиляторах возникают из-за нестационарности потока и, в частности, колебаний давления на стенке.

Для оценки качества численных прогнозов в области вершины, где эффект стреловидности лопасти ощущается наиболее сильно, проводятся сравнения с измерениями давления на стенку датчиков, помещенных на неподвижный бандаж в области вершины. Последние показаны относительно положения лопасти на рисунке 7. Поскольку перекос лопасти изменяет относительное положение зондов относительно области кончика, это указывается при каждом сравнении с данным вентилятором. На рисунке 8 показана спектральная плотность мощности (PSD) давления на стенке датчиков 4 (слева), 7 (в центре) и 10 (справа) для вентиляторов S1F (вверху), S1U (в центре) и S1B (внизу) соответственно. . Обратите внимание, что все эти PSD были получены с помощью функции Пвелча, реализованной в Matlab, с полосой пропускания 6 Гц и окнами Хэннинга с перекрытием 10% как для численных, так и для экспериментальных данных, чтобы обеспечить справедливое сравнение. Отличное сравнение результатов эксперимента и результатов LBM достигается на всех зондах и для всех вентиляторов (по крайней мере, до 1,5 кГц), что позволяет предположить, что динамика вихрей в зазоре между наконечниками хорошо фиксируется для соответствующих крупнейших структур (флуктуации давления на стенке след на стене всех развивающихся над ней турбулентных вихрей). Более того, BPF и многие его гармоники видны на всех зондах внутри зазора наконечника для всех вентиляторов. BPF и некоторые гармоники также видны до и после разрыва кончика в конфигурациях US и BS. Только в случае FS не наблюдается никаких тонов за пределами межконцевого зазора, причем самые низкие уровни широкополосной связи указывают на самую слабую рециркуляцию потока в межконцевом зазоре.

Machine Translated by Google

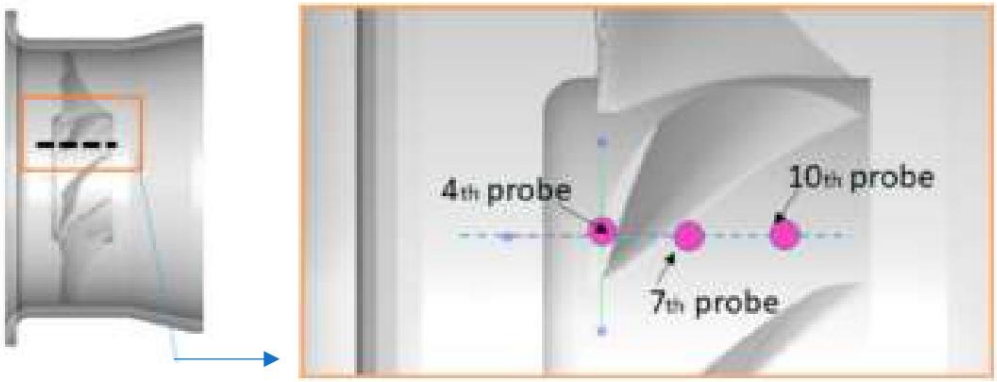


Рис. 7. Схема расположения датчиков, расположенных в обсадной колонне, для регистрации нестационарного пристеночного давления.

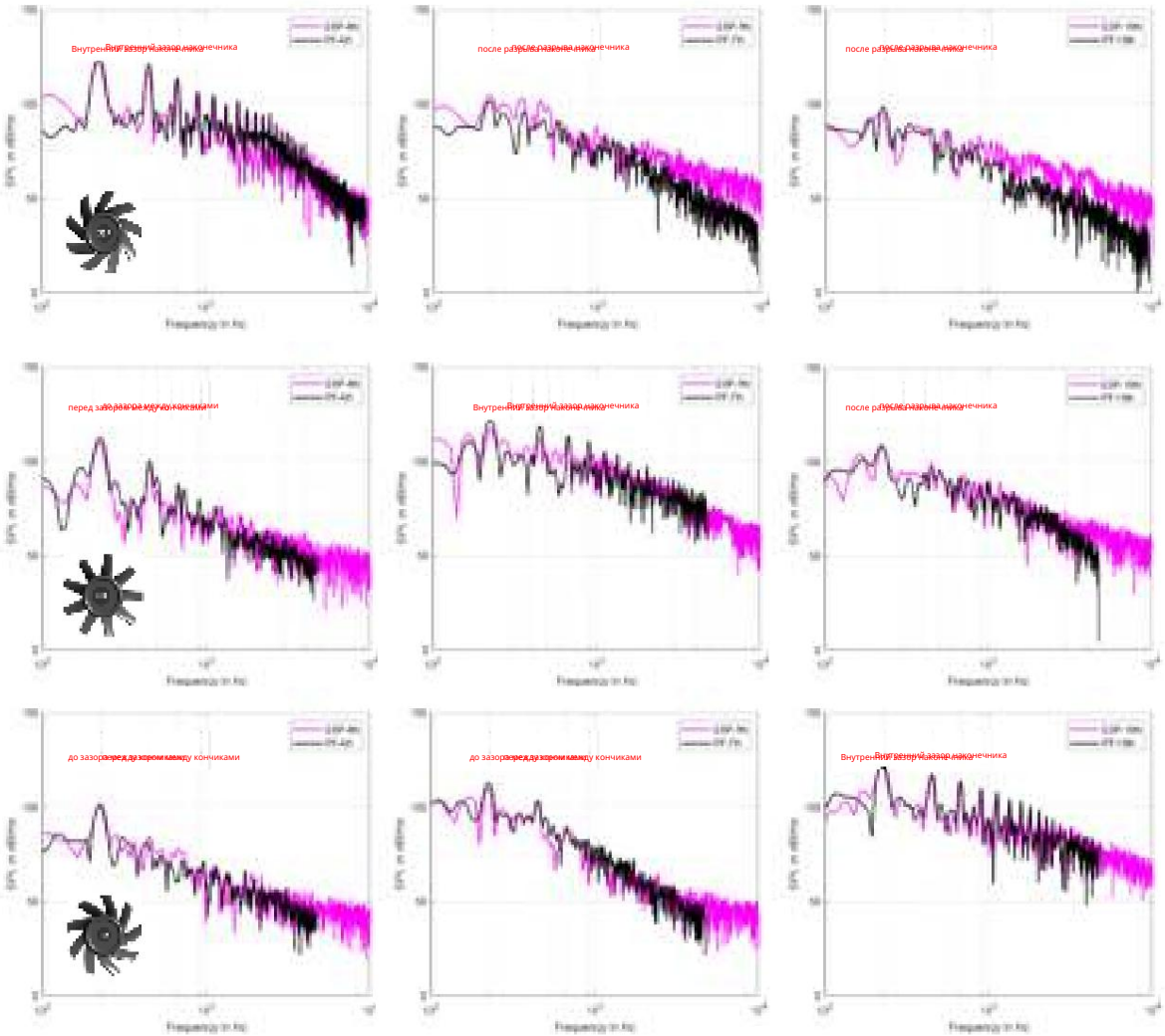


Рис. 8. PSD давления на стенку датчиков 4 (слева), 7 (в центре) и 10 (справа) для S1F (вверху), S1U (в центре) и вентиляторы S1B (нижние) ; относительное положение датчиков относительно зазора между наконечниками показано вверху каждого участка.

Для подтверждения приведенных выше наблюдений о колебаниях пристеночного давления были построены изоконтуры мгновенный критерий Λ2 (второй инвариант тензора скорости), идентифицирующий вихри в турбулентный поток, окрашенный по величине скорости, показан на рисунке 9 в области вершины. Вид сверху вентилятора выбран так, чтобы подчеркнуть взаимодействие концевых вихрей. с лезвием. Очевидно, что на наконечнике возникает вихрь с вихрем утечки на наконечнике (TLV), выходящим на

Machine Translated by Google

передняя кромка лопасти сильнее взаимодействует с лопастью в конфигурациях US и BS. Они также имеют более высокую скорость, что усиливает воздействие. В случае несмещенной стреловидности (US) концевые вихри взаимодействуют со всей хордой лопатки, а в случае с обратной стреловидностью (BS) концевые вихри движутся еще выше по потоку и сильно взаимодействуют с передней кромкой лопатки и TLV. Только в случае с прямой стреловидностью (FS) кончиковые вихри скользят вдоль следующей лопасти и потенциально взаимодействуют только с задней кромкой лопасти. Следовательно, это объясняет самые низкие колебания давления на стенке, наблюдаемые в этой конфигурации на рисунке 8.

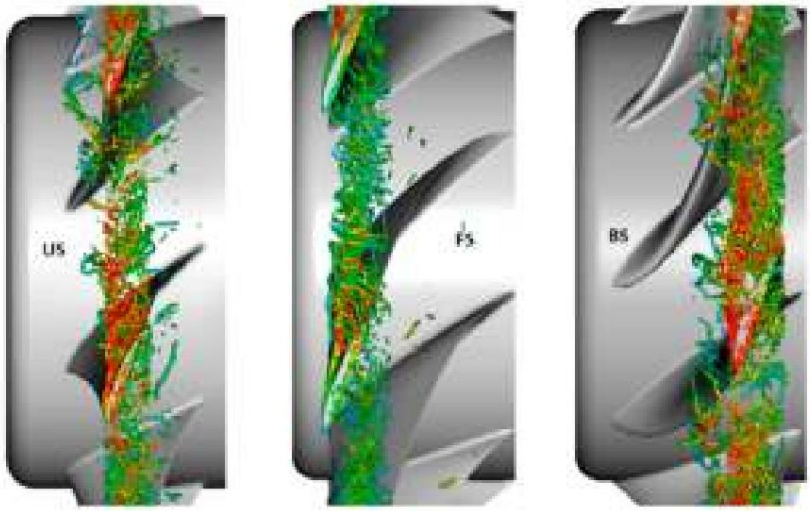


Рис. 9. Изоконтуры мгновенной Λ2 , окрашенные по модулю скорости для вентиляторов S1U (слева), S1F (средний) и S1B (справа).

3.2.2. Акустические результаты

Акустическое давление в дальней зоне напрямую регистрируется в каждом месте, показанном на рисунке 2 (справа), для 17 оборотов для каждого моделирования вентилятора с частотой дискретизации 47,3 кГц. Обратите внимание, что PSD акустического давления в дальней зоне, полученные численно для трех вентиляторов, показаны на рисунке 10 для микрофона 4, расположенного перед воздуховодом на оси вращения вентилятора. На последнем графике вертикальные пунктирные линии соответствуют первым двум BPF. Еще раз обратите внимание , что все эти PSD имеют полосу пропускания 6 Гц как для численных, так и для экспериментальных данных, чтобы обеспечить справедливое сравнение, и были получены с помощью функции Пвелча, реализованной в Matlab, и оконного преобразования Хэннинга с перекрытием 10%. Первые три графика сравнивают результаты LBM на самой мелкой сетке с измеренными спектрами. Уровни широкополосного шума и форма спектра хорошо воспроизводятся (в пределах дБ) во всем диапазоне частот для всех трех вентиляторов (рис. 10a–в) для вентиляторов S1F, S1B и S1U соответственно). Подобные хорошие сравнения были получены и с другими микрофонами. Не фиксируются только пики, наблюдаемые на гармониках BPF в эксперименте. Как было показано ранее Sturm et al. в безэховой аэродинамической трубе Зигенского университета [19] эти звуки вызваны небольшой асимметрией установки вентиляторной системы на испытательном стенде, как показано на рисунках 3 и 4.

Струя, попадающая в камеру, не полностью рассеивается сотовым экраном, и ее направление не полностью совпадает с осью вентиляторной системы, что приводит к небольшой разнице рециркуляции потока вверху и внизу испытательного стенда, о чем свидетельствуют, например, контуры скорости в Рисунок 4 для нерабочего вентилятора. Это искажение потока, поглощаемое вентилятором, в свою очередь, вызывает вклад тонального шума. Фактически это было проверено на грубой сетке для вентилятора без вращения путем проведения гораздо более длительного моделирования в течение всего времени заполнения испытательной установки, как это было сделано ранее Штурмом и др. [19].

Machine Translated by Google

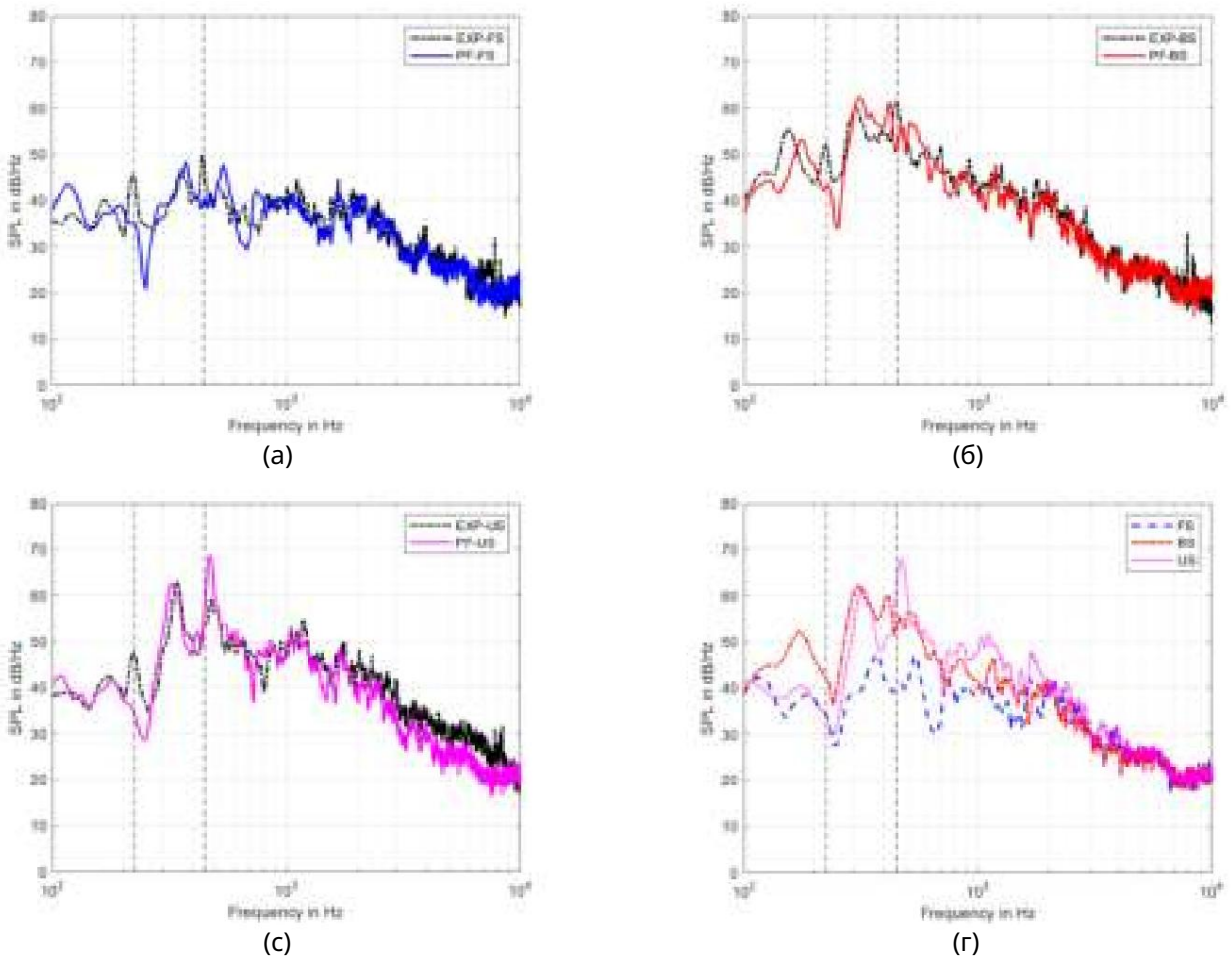


Рисунок 10. PSD акустического давления в дальней зоне для: S1F (a), S1B (b), S1U (c) и всех (d) вентиляторов у микрофона 4, показанного на рисунке 2. Вертикальные пунктирные линии обозначают BPF.

На рисунке 10d сравниваются три предсказанных спектра. Очевидно, что ниже и за пределами 2 кГц наблюдается совсем другое поведение. На низких частотах (ниже 2 кГц) вентилятор с прямой стреловидностью имеет гораздо более низкие уровни, чем два других, с двумя сильными субгармоническими выступами, появляющимися ниже BPF и его первой гармоники для вентиляторов с несмещенной и обратной стреловидностью. Такие горбы ранее были связаны с крупными вихревыми структурами, возникающими в зазоре между вершинами Магне и др. [20] и Моро и Санхосе [17], как показано Zhu et al. [21] является тем же явлением, что и вращательная неустойчивость, ранее подтвержденная Камейером и Найзом [22]. Частотный диапазон также соответствует доминирующему шуму на наконечнике, как обнаружили Моро и Санхосе [17] и Санхосе и Моро [23]. На высоких частотах (выше 2 кГц) все спектры сливаются, что может соответствовать вкладу шума на заднем фронте, который, как ожидается, будет аналогичным, поскольку вентилятор имеет одинаковые профили, работающие при тех же (или аналогичных) условиях потока, как указано выше.

Чтобы получить более глубокое представление об источниках шума, были изучены изоконтуры колебаний давления на стенке, отфильтрованные вокруг выбранных частот, поскольку они соответствуют основным источникам шума на вентиляторе с низким числом Маха. На рисунке 11 показана PSD таких колебаний в районе 350 Гц (самый большой субгармонический горб ниже BPF2). Высокие колебания давления на стенке наблюдаются в области наконечника вентиляторов США и BS как на стороне всасывания, так и на стороне нагнетания, что подчеркивает сильное воздействие вихрей на лопастях в этих случаях, как уже показано на ри Обратите внимание, что в случае BS даже наблюдаются самые высокие уровни с самым большим следом по размаху лопастей: вихри на рисунке 9 не только больше и энергичнее, но также движутся дальше к ступице. Для вентилятора FS наибольшие уровни фактически наблюдаются в ступице, что вызвано локальными вторичными особенностями потока (угловым вихрем). Подобные результаты встречаются

Machine Translated by Google

от 150 Гц до 2 кГц, подчеркивая важность зондового шума в этом диапазоне частот, как уже упоминалось.

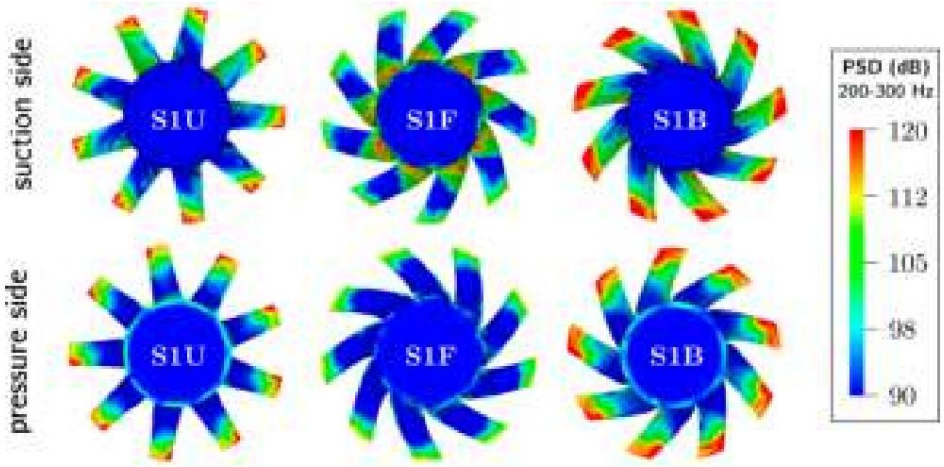


Рисунок 11. PSD давления на стене, отфильтрованного около 350 Гц для вентиляторов S1U (слева), S1F (в центре) и S1B (справа) . Всасывающая (верхняя) и напорная (нижняя) стороны лопастей вентилятора.

4. Выводы

Влияние стреловидности лопастей на шум осевого вентилятора было изучено численно с помощью метода Решетки-Больцмана. Семейство осевых вентиляторов со свободным вихрем, разработанных и испытанных в Университете Фридриха-Александра, было смоделировано в реальных испытательных конфигурациях. Были предсказаны хорошие общие характеристики, а подробные карты скоростей до и после вентилятора также хорошо сравниваются с предыдущими измерениями LDA для всех трех вентиляторов с различной разверткой. Наконец, достигнуто превосходное согласие по всем спектрам колебаний давления на стенке в зазоре наконечника, где ожидается большая часть шума низкоскоростного вентилятора. Заметна некоторая явная разница между вентилятором, направленным вперед, и двумя другими вентиляторами: последние имеют более высокие уровни давления на стенку и больше тонального содержания в более широкой области зазора между наконечниками. Эти колебания являются следами концевых вихрей, которые являются более сильными и занимают большую площадь в случаях несмещенной и обратной стреловидности. Анализ также показывает, что концевые вихри остаются в плоскости вращения для вентилятора без стреловидности, что они движутся даже вперед в случае с обратной стреловидностью, тогда как в случае с прямой стреловидностью они в большей степени конвектируются вниз по потоку практически без какого-либо взаимодействия со следующей лопаткой. Таким образом, веерный размах существенно изменяет аэродинамическое поле течения. Более того, как было показано ранее в кольцевых вентиляторах, эти сильные взаимодействия концевых вихрей с лопастями вентилятора ответственны за большие субгармонические выступы в акустических спектрах в дальней зоне и, следовательно, способствуют значительному увеличению шума в вентиляторах с необратимой и обратной стреловидностью. по сравнению с прямым случаем. Моделируемые спектры шума очень хорошо сравниваются с экспериментом как по уровням, так и по форме. Эти спектры и соответствующие карты давления на стенки как на стороне всасывания, так и на стороне нагнетания всех лопастей вентилятора подтверждают преобладающий шум на головке таких тихоходных осевых вентиляторов, особенно в наиболее раздражающем диапазоне частот ниже 2 кГц.

Моделирование LBM позволило по-новому взглянуть на особую роль потока утечки в шумовом излучении. Угол стреловидности — это параметр вентилятора, который можно использовать для ограничения взаимодействия лопастей и вихрей и улучшения будущих конструкций вентиляторов.

Вклад авторов: концептуализация, генеральный директор и SM; методология, MC, CM и M3; формальный анализ и расследование, DG и SM; курирование данных, DG и MS; письменное – первоначальная черновая подготовка , CM; написание — рецензирование и редактирование, CM и MC; визуализация, ДГ и МС; супервизия, CM; администрация проекта, CM и M3; приобретение финансирования, С.М. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Исследование финансировалось компанией Valeo (Франция) через кафедру аэроакустики Университета Шербрука.

Machine Translated by Google

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.

Ссылки

1. Моро, С. Обзор шума турбомашин: от аналитических моделей к высокоточному моделированию. В основах высокого Лифт для будущих гражданских самолетов; Шпрингер: Чам, Швейцария, 2021 г.
2. Каролус, Т.; Бейлер, М. Перекошенные лопасти вентиляторов низкого давления. Обзор механизмов снижения шума, статья AIAA 97-1591. В Материалы 3-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Атланта, Джорджия, США, 12–14 мая 1997 г.
3. Грассо, Г.; Роджер, М.; Моро, С. Аналитическая модель источника и излучения звука от задней кромки стреловидного профиля. Дж. Звук Виб. 2021, 493, 115838. [CrossRef]
4. Кремер, Ф.Дж.; Моро, С.; Беккер, С. Экспериментальное исследование взаимодействия между звуковым полем и полем потока в перекошенные осевые вентиляторы низкого давления. Дж. Звук Виб. 2019, 442, 220–236. [Перекрестная ссылка]
5. Зарри, А.; Кристоф, Дж.; Моро, С.; Шрам, К. Влияние стреловидных лопастей на акустический прогноз низкого порядка для осевых вентиляторов. Акустика 2021, 2, 812–832. [Перекрестная ссылка]
6. Перо, Ф.; Ким, MS; Моро, С.; Хеннер, М.; Нил, Д. Прямое аэроакустическое прогнозирование низкоскоростного осевого вентилятора, статья AIAA, 2010 г. В материалах 16-й конференции AIAA/CEAS по аэроакустике, Стокгольм, Швеция, 7–9 июня 2010 г.
7. Моро С. Прямой расчет шума тихоходных кольцевых вентиляторов. Акта Акуст. Юнайтед Акуст. 2019, 105, 30–42. [Перекрестная ссылка]
8. Зенгер Ф. Звуковая эмиссия осевых вентиляторов низкого давления в условиях искаженного притока. доктор философии Диссертация, Университет Фридриха-Александра, Эрланген, Германия, 2017.
9. Герольд, Г.; Зенгер, Ф.; Саррадж, Э. Влияние перекоса лопастей на шум компонентов осевого вентилятора. Межд. Ж. Аэроакустика 2017, 16, 418–430. [Перекрестная ссылка]
10. Шодер С.; Юнгер, К.; Кальтенбахер, М. Вычислительная аэроакустика эталонного случая EAA осевого вентилятора. Акта Акуст. 2020, 4, 22. [CrossRef]
11. Чен, С.; Дулен, Г.Д. Решетчатый метод Больцмана для потоков жидкости. Анну. Преподобный Fluid Mech. 1998, 30, 329–364. [Перекрестная ссылка]
12. Чен, Х.; Тейшейра, К.; Молвиг, К. Реализация граничных условий жидкости посредством дискретной динамики Больцмана. Межд. Дж. Мод. Физ. С 1998, 9, 1281–1292. [Перекрестная ссылка]
13. Чен, Х.; Орзаг, SA; Старосельский И.; Суччи, С. Расширенная аналогия между кинетической теорией жидкостей Больцмана и турбулентностью. Дж. Гидромеханика. 2004, 519, 301–314. [Перекрестная ссылка]
14. Фарес, Э. Моделирование нестационарного течения тела сравнения Ахмеда с использованием решеточного подхода Больцмана. Вычислить. Жидкости 2006, 35, 940–950. [Перекрестная ссылка]
15. Аваллоне, Ф.; ван дер Фельден, WCP; Рагни, Д.; Казалино, Д. Механизмы шумоподавления пилообразных и гребешчато-пилообразных форм. зубцы на задней кромке. Дж. Гидромеханика. 2018, 848, 560–591. [Перекрестная ссылка]
16. Мари, С. Этюд метода Больцмана по аэроакустическому моделированию . доктор философии Диссертация, Университет Пьера и др. Мария Кюри, Париж, Франция, 2008 г.
17. 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]
18. Уильямс, ДЖЕФ; Хокингс, Д.Л. Генерация звука турбулентностью и поверхностями в произвольном движении. Фил. Пер. Р. Сок. Лонд. 1969, 264, 321–342.
19. Штурм, М.; Санхосе, М.; Моро, С.; Каролус, Т. Аэроакустическое моделирование осевого вентилятора, включая полный испытательный стенд, с использованием Решетчатый метод Больцмана. В материалах конференции фанатов 2015, Лион, Франция, 15–17 апреля 2015 г.
20. Магне, С.; Моро, С.; Берри, А. Субгармонический тональный шум от вихрей обратного потока, излучаемых низкоскоростным кольцевым ротором в однородной среде. впускной поток. Дж. Акус. Соц. Являюсь. 2015, 137, 198–225. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]
21. 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, 198–225. [Перекрестная ссылка]
22. Камейер, Ф.; Нейз, В. Экспериментальное исследование потерь зазора на наконечнике и шума в осевых турбомашинах и их снижение. Я. Турбомах. 1997, 119, 460–471. [Перекрестная ссылка]
23. Санхосе, М.; Моро, С. РАЕН на основе аналитического моделирования широкополосного шума тихоходного вентилятора. Дж. Акус. Соц. Являюсь. 2018, 143, 198–225. [Перекрестная ссылка] [ПабМед]

Machine Translated by Google

Международный журнал
Турбомашиностроение
Движение и мощность

MDPI

Статья

Влияние входного зазора на тональный шум, генерируемый безволютным Центробежный вентилятор

Мартин Оттерстен 1,2,*, Хуа-Донг Яо 2 и Ларс Дэвидсон 2

1 Swegon Operations, SE-40125 Гетеборг, Швеция
2 Факультет механики и морских наук, Технологический университет Чалмерса, SE-41296 Гетеборг, Швеция * Адрес для переписки: martin.ottersten@chalmers.se

Аннотация: В этом исследовании сравниваются аэроакустические характеристики трех безволютных центробежных вентиляторов . Тональный шум прогнозируется путем объединения IDDES с формулой 1A компании Farassat. Выявлены источники тонального шума на частоте прохождения лопаток (ЧПЧ) . Установлено, что источники связаны с входным зазором вентилятора, который вносит более высокие интенсивности скорости и турбулентные колебания, взаимодействующие с передней кромкой лопатки. За счет изменения конструкции зазора тональный шум в BPF эффективно снижается.

Ключевые слова: безвентиляторный центробежный вентилятор; разрывная турбулентность; тональный шум; вычислительная аэроакустика

1. Введение

Сегодня большинство людей проводят большую часть своего времени в помещении. Качество окружающей среды в помещении (IEQ) становится все более важным. Рассматривая IEQ, мы обычно думаем о температуре, уровне CO2 и влажности. Однако было замечено, что качество звука является важным фактором комфорта в помещении [1,2].

В настоящее время система вентиляции обычно приводится в действие безулиточным центробежным вентилятором, имеющим зазор между вращающимся передним кожухом вентилятора и неподвижным впускным каналом. Разница давлений между внутренней и внешней сторонами вентилятора заставляет воздух проходить через зазор. Как пояснили Харихаран и Говардхан [3], увеличение ширины зазора ухудшает аэродинамические характеристики лопасти.

Ранее проводились исследования безволютных центробежных вентиляторов. Как в ходе моделирования, так и в экспериментах для безспирального вентилятора было обнаружено [4] , что тональный шум на BPF генерируется винтовым нестационарным входным вихрем, который взаимодействует с вращающимися лопастями вблизи задней пластины вентилятора. Другой причиной является искажение притока, приводящее к отрыву потока у хвостовика лопатки вблизи затыльника [5]. Чтобы решить проблему искажения притока, было предложено разместить препятствия потоку перед входом в вентилятор [6]. Форма и расположение препятствий были признаны ключевыми параметрами снижения шума. Шефер и Бёле [7] с помощью решателя Решётки-Больцмана обнаружили , что точность прогнозирования шума, особенно при BPF, повышается , когда сетка сгущается в зазоре и на выходе из вентилятора. Однако они не представили никаких обсуждений физических механизмов, связанных В недавнем исследовании авторы настоящего исследования обнаружили, что для безволютного центробежного вентилятора тональные частоты, связанные с BPF , связаны с колебаниями давления на стенке передней кромки лопасти (BLE) [8]. Это происходит при взаимодействии с БЛЭ вблизи бандажа турбулентных структур, порождаемых течением через зазор. Чтобы разрешить эти турбулентные структуры, сетку пришлось уточнить в области зазора.

Численное моделирование в настоящем исследовании проводится с использованием гибридного метода, сочетающего улучшенное моделирование отложенных вихрей с задержкой (IDDES) [9] для моделирования потока с уравнением Ффокса Уильямса и Хокингса (FW-H) [10] для прогнозирование шума. IDDES используется при моделировании потока, а FW-H используется для прогнозирования шума.

check for updates

Цитирование: Оттерстен, М.; Яо, Х.-Д.; Дэвидсон, Л. Влияние входного зазора на тональный шум, генерируемый Безвольтный центробежный вентилятор. Межд. Дж. Турбомах. Пропульс. Власть 2022, 7, 33. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040033 .

Академический редактор: Томас Каролус

Поступила: 19 августа 2022 г.
Принято: 14 ноября 2022 г.
Опубликовано: 18 ноября 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/).

Machine Translated by Google

Целью данного исследования является изучение того, как изменяется тональный шум в BPF при изменении зазора. Две разные конструкции зазора сравниваются с эталонным вентилятором (случай 1), который представляет собой тот же вентилятор, что и в предыдущем исследовании [8].

2. Конфигурация

Базовый вентилятор (Случай 1) и две разные конструкции (Случай 2 и Случай 3) показаны на рисунке 1. Случай 1 — это тот же вентилятор, что и рассмотренный в [8]. Геометрия вентилятора одинакова для всех трех корпусов, то есть лопасти, кожух и задняя пластина одинаковы . В вентиляторе семь лопастей. Зазор (т.е. зазор) находится между неподвижной (коричневой) и вращающейся частями (серый). В случае 2 ширина зазора больше (wcase2), а в случае 3 ширина зазора меньшая (wcase3), чем в случае 1. Ширина зазора варьируется путем изменения толщины стенки впускного воздуховода. Закругленный край впускного канала укорачивается для случая 2 и удлиняется для случая 3. Впускной канал перемещается в осевом направлении для разных случаев так, чтобы осевое перекрытие между кожухом вентилятора и впускным каналом было одинаковым для всех случаев. .

Как показано на рисунке 1d, вентилятор и впускной канал расположены в выходном воздуховоде, а впускной воздуховод соединен с входным воздуховодом. Эта простая геометрическая схема предназначена для численного моделирования. Такое упрощение снижает сложность геометрии, но сохраняет основные потоковые и акустические характеристики. Параметры вентилятора и корпуса приведены в таблице 1. Здесь d1 — диаметр воздухозаборника вентилятора на БЛО, d2 — диаметр вентилятора на задней кромке лопатки. Для выходного воздуховода h2 обозначает длину воздуховода, а d4 — диаметр выпускного отверстия . Для входного воздуховода h1 — это длина воздуховода, а d3 — диаметр входного отверстия. Кроме того, h3 – расстояние между входным воздуховодом и микрофоном M1.

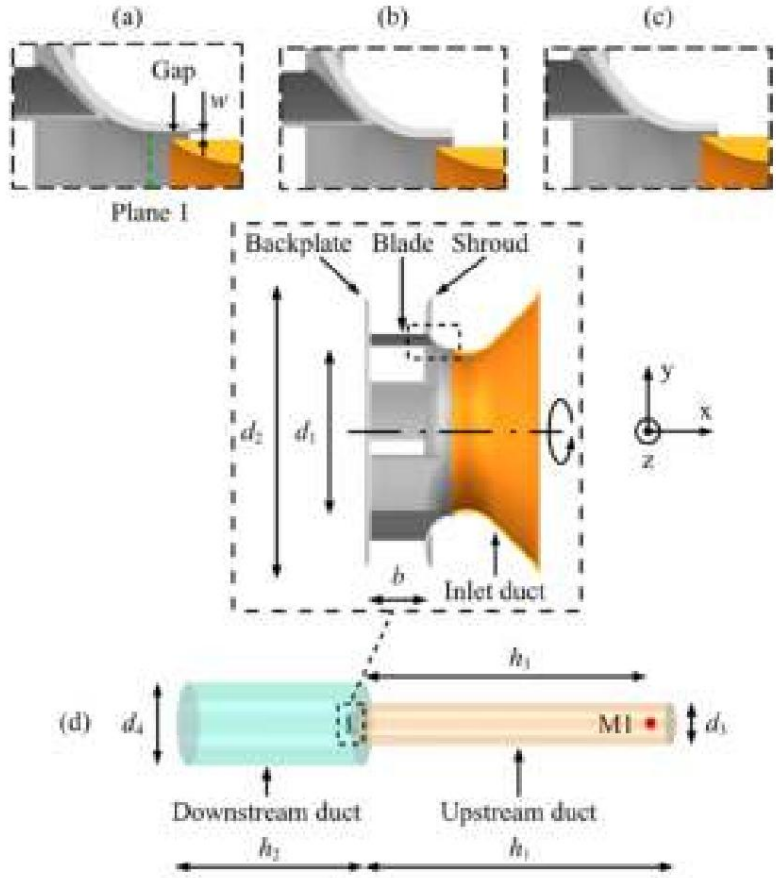


Рисунок 1. Конфигурации вентиляторов. Серым обозначен вращающийся вентилятор, а коричневым — стационарный впускной канал. (a) Случай 1 (базовый уровень), (b) Случай 2 (с большей шириной зазора = w) и (c) Случай 3 (с меньшей шириной зазора = w). (d) Простая геометрическая схема для численного моделирования. M1 — положение микрофона . Ось вращения вентиляторов — ось X.

Machine Translated by Google

Таблица 1. Параметры вентилятора.

d1	d2	д3	d4	б	ч1	ч2	h3	wcase1	wcase2	wcase3
0,165 м	0,268 м	0,6 м	1,1 м	0,053	4,0 м	2,3 м	3,2 м	1,5 мм	2,0 мм	1,0 мм

Скорость вращения вентилятора составляет 2800 об/мин. Учитывая , что вентилятор имеет семь лопастей, BPF 326,7 Гц. Условия работы такие же, как в [7], где массовый расход задавался равным 0,467 кг/с, что дало прирост давления 270 Па для случая 1.

3. Численная методология

3.1. Метод CFD

Воздух считается идеальным газом. Поток сжимаемый. Конечный объем
Метод используется для дискретизации уравнений непрерывности, импульса и энергии.
В методе используется решатель с разделенным потоком, реализованный с помощью полунеявного метода. для алгоритма уравнений, связанных с давлением (SIMPLE). Факторы недостаточного расслабления скорость и давление в решателе сегрегированного потока установлены на 0,7 и 0,4 соответственно. Фактор недорелаксации для уравнений турбулентности равен 0,7. Все симуляции выполняются с использованием коммерческого программного обеспечения STAR-CCM+ [11]. Турбулентность моделируется с помощью IDDES [12] в сочетании с моделью турбулентности k-ω SST. Эта установка была протестирована в несколько исследований вращающихся машин [13,14]. Нормальные размеры стенок клеток первого слоя возле всех стенок выполняется $y^+ < 1$.

3.2. Числовые настройки

Вся расчетная область разделена на стационарную и вращающуюся части.
сетки стационарной и вращающейся сеток несогласны на границах между ними.

Граничное условие массового расхода задается на входе с равномерным распределением скоростей .
но. Интенсивность смоделированной турбулентности установлена на I = 4% в соответствии с I = 0,16(Re). , где число Рейнольдса рассчитывается на основе входного диаметра d3 [11]. Смоделированные масштаб длины турбулентности установлен на = 0,5 м на основе = 0,7d3, где d3 — восходящий поток. диаметр воздуховода. Граничное условие на выходе давления задается на выходе со статическим давление 101 325 Па, которое является эталонным давлением (pre f) в окружающем воздухе. Нескользящая Граничные условия указаны на всех стенках.

Для обеспечения производительности вентилятора входящий поток на входе в вентилятор не должен искажено. Кроме того, вблизи входного отверстия вентилятора не должно быть отрыва потока, особенно на стене перед вентилятором. Этим условиям в настоящем исследовании удовлетворяет выравнивание прямого воздуховода перед осью вентилятора и вставка небольшого участка воздуховода во входное отверстие вентилятора, чтобы образовать зазор между воздуховодом и вентилятором.

Шаг по времени установлен равным $t = 2{,}0 \times 10^{5}$ с. Это дает максимальный конвективный Курант около 10, что наблюдается на задней кромке лопасти. Это значение соответствует численная стабильность, необходимая для неявного метода временного марша. Конвективный Число Куранта в области зазора меньше 1. Максимальное количество внутренних итераций за временной шаг установлено значение 12.

Период дискретизации шума для всех случаев составляет 0,3 с, что соответствует 14 оборотам вентилятора. Уровень звукового давления (SPL) рассчитывается с использованием окна фон Ханна для 3000 выборок на секцию сигнала, что обеспечивает разрешение по частоте около 3 Гц. участки сигнала не перекрывают друг друга.

3.3. Уравнение FW-H

Для прогнозирования шума, создаваемого потоком, применяется гибридный подход. В этом подходе IDDES сочетается с формулой 1A Фарассата [15]. Окружающий воздух
плотность принята равной ρ0 = 1,225 кг/м3 , а скорость звука c0 = 340 м/с.

По мнению Нейзе [16], шум вентилятора преобладает при малых числах Маха. источниками дипольного шума, которые получены на основе уравнения FW-H. Следовательно, шум

Machine Translated by Google

= 1,225 кг/м3 = 340 м/с

прогноз в этом исследовании учитывает только непроницаемую интегральную поверхность для Формулы 1A. Выбранной цельной поверхностью являются лопасти вентилятора, кожух и задняя пластина (см. рисунок 1), тогда как входные и выходные каналы, а также впускной канал вентилятора не учитываются. Действительно, от этих стен происходит ограниченное акустическое отражение [17].

4. Сетка

Мы используем ту же стратегию построения сетки, которая была разработана и оценена в [8], где веер тот же, что и в случае 1. Метод построения многогранной сетки использовался для создания призматических слоев вблизи стенок и многогранных ячеек в остальной части расчетных расчетов. домен. Использование многогранных ячеек для турбомашин было продемонстрировано в [17,18]. Скорость роста установлена равной 1,05, как предложено в [19]. Самый важный вывод в исследовании сетки, выполненном в [8], заключался в том, что локальное измельчение сетки необходимо производить в областях, простирающихся от зазора до BLE и вдоль бандажа до задней кромки лопатки (окрашено темно-серым цветом), как показано на рисунке 2. Для всех трех случаев используются одни и те же распределение и детализация сетки . Параметры сетки приведены в таблице 2.

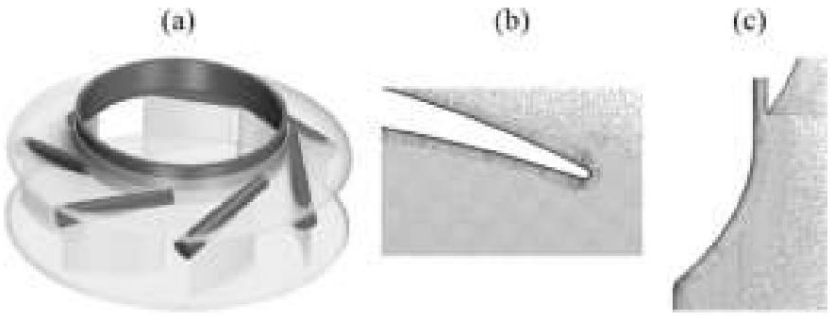


Рисунок 2. Важные области сетки: (а) Области уточнения сетки (темно-серые) во впускном зазоре и верхней части лопаток. Ячейки сетки вблизи (б) задней кромки лопатки и (в) впускного зазора.

Таблица 2. Параметры сетки.

	Случаи 1–3
Общее количество ячеек	52 × 106
Количество ячеек во вращающейся зоне + возле лопасти	41,9 × 106
Максимальная высота первой ячейки у стенок	0,73
Коэффициент роста клеток	1.05

52 × 10

41,9 × 1

5. Результаты и обсуждение.

5.1. Определение источников тонального шума для случая 1

Контуры величин завихренности ω на передней кромке лопатки для случая 1 равны ‖ ‖, показаны на рисунке 3a. Выше BLE имеются регионы с высокой величиной завихренности.

Здесь BLE отмечен пунктирной линией. Они образуются при смешении потока разрыва с основным потоком. Это явление наблюдалось и в предыдущих исследованиях [8,20].

Черная пунктирная линия — это контрольная линия, расположенная на BLE одного лезвия и простирающаяся от задней пластины до кожуха. Линия контроля следует за лопастью при вращении вентилятора, а давление на стенку контролируется на протяжении 12 оборотов вентилятора. Среднеквадратическое значение (RMS) колебаний давления на стенке показано на рисунке 3b. В положении, ближайшем к кожуху, среднеквадратичное значение имеет самое высокое значение. По мере увеличения расстояния до бандажа среднеквадратическое значение давления уменьшается. На опорной пластине среднеквадратичное значение давления составляет 5 Па, что составляет примерно 4% от значения на кожухе (129 Па).

Machine Translated by Google

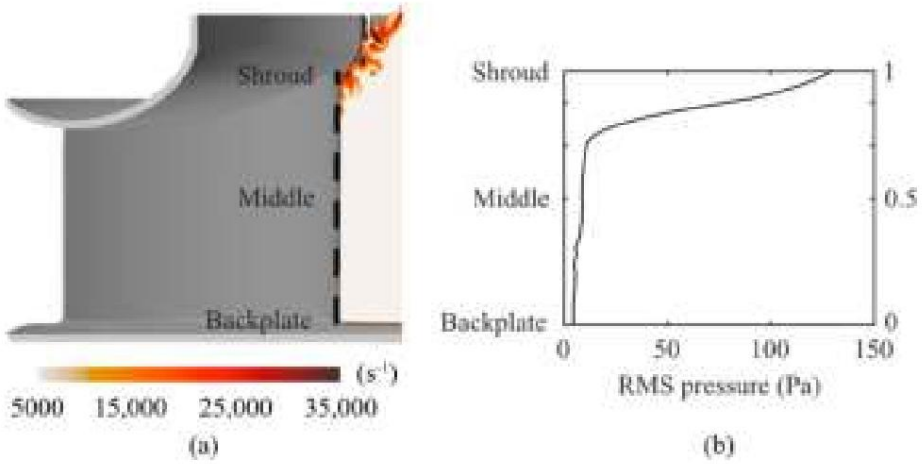


Рисунок 3. Турбулентность на BLE: (а) Величина завихренности $\|\omega\|$ на одной лопатке. Черная пунктирная линия отмечает линию мониторинга на BLE; (б) среднеквадратическое значение колебаний давления относительно нормированной длины вдоль линии контроля.

Временная динамика давления на стенке на линии мониторинга показана на рисунке 4. В положении на бандаже давление колеблется с большими амплитудами и высокими частотами. По мере удаления от бандажа амплитуды колебаний давления уменьшаются. Небольшие колебания наблюдаются в среднем положении. На задней пластине колебания практически незначительны.

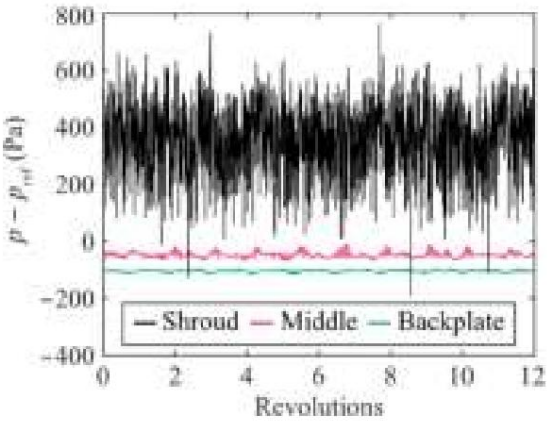


Рисунок 4. Временная диаграмма колебаний давления на стенке. Рисунок 4. Временная диаграмма колебаний давления на стенке в трех местах вдоль BLE.

Кроме того, наблюдается периодическое низкочастотное колебание в зависимости от вращения вентилятора , что также было обнаружено в [21]. Сравнивая три точки мониторинга, высокочастотные колебания быстро затухают с увеличением расстояния до кожуха. Периодическая низкая частота преобладает в среднем положении и на задней пластине.

На основании спектральной плотности мощности (PSD) с полосовой фильтрацией колебаний давления в стенке оцениваются местоположение и величины доминирующих источников тонального шума. Результаты на тональной частоте BPF (326,7 Гц) показаны на рисунке 5. PSD рассчитывается с использованием окна фон Ханна для 3000 выборок на секцию сигнала, что приводит к частотному разрешению около 3 Гц. Участки сигнала не перекрывают друг друга. Местоположение самых высоких колебаний давления на стенке находится в том же положении (BLE близко к бандажу), что и область с высокими величинами завихренности, высоким среднеквадратичным значением давления и наибольшими колебаниями давления. Следовательно, взаимодействие между турбулентностью впускного зазора и BLE ответственно за генерацию тонального шума. Это также было обнаружено для случая 1 в предыдущем исследовании [8]. Поэтому этот подход выбирается при сравнении трех случаев в следующем анализе.

Machine Translated by Google

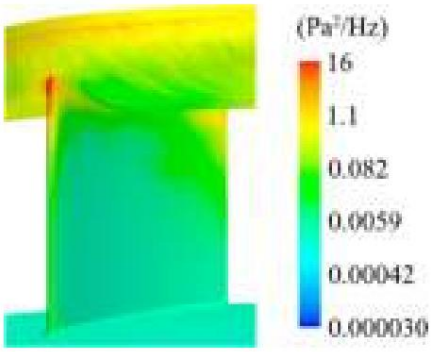


Рис. 5. PSD стенки. Колебания давления в стенке на БПФ (326,7 Гц).

(= 101 325 Па)

5.2. Сравнение производительности вентиляторов

(= 101 325 Па)

Статическое давление, исключая опорное давление pre f = 101, 325 Па, отображается вдоль осевой симметричной линии для трех случаев на рисунке 6. Во всех случаях наблюдаются одинаковые амплитуды давления в входном канале вентилятора, тогда как различия видны ниже по потоку. Случай 3 имеет самое высокое давление, а Случай 2 — самое низкое. Разница в повышении давления после вентилятора обусловлена только конструкцией зазора. Харихаран и Говардхан пояснили [3] , что при увеличении ширины зазора ухудшаются аэродинамические характеристики лопасти. Кроме того, когда ширина зазора уменьшается, производительность улучшается, что видно на рисунке 6. Согласно Ли [20], меньший зазор улучшает поток при повороте с осевого на радиальный, а также улучшает разделение потока. условия на задней кромке лопасти.

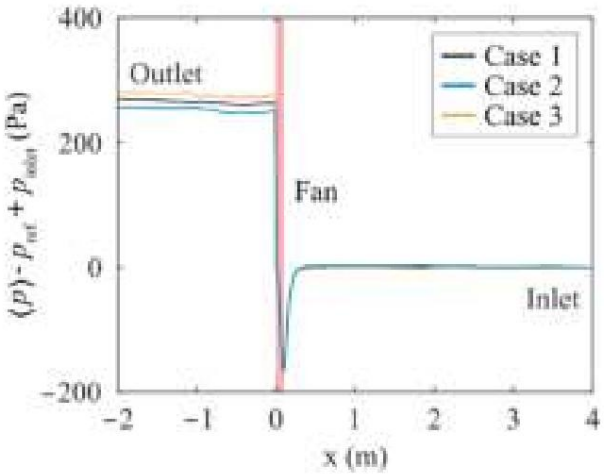


Рис. 6. Давление вдоль осевой оси вентилятора в расчетной области. Здесь x = 2 соответствует расположению возле выхода, а x = 4 возле входа. Расположение вентилятора отмечено красной зоной.

5.3. Сравнение колебаний давления на стенке

Среднеквадратические значения колебаний давления на линии мониторинга на BLE (описанные на рисунке 2a) проиллюстрированы для всех случаев на рисунке 7a. В положении, ближайшем к бандажу, во всех случаях наблюдается самое высокое среднеквадратичное значение давления. Среднеквадратические значения давлений имеют одинаковое физическое поведение для всех трех случаев, а при увеличении расстояния до бандажа колебания давления затухают. От кожуха до задней пластины вариант 2 имеет самое низкое среднеквадратичное значение давления, а случаи 1 и 3 — самое высокое. На бэкплейте корпуса имеют практически одинаковое среднеквадратичное значение давления, примерно 4% от максимального значения.

Machine Translated by Google

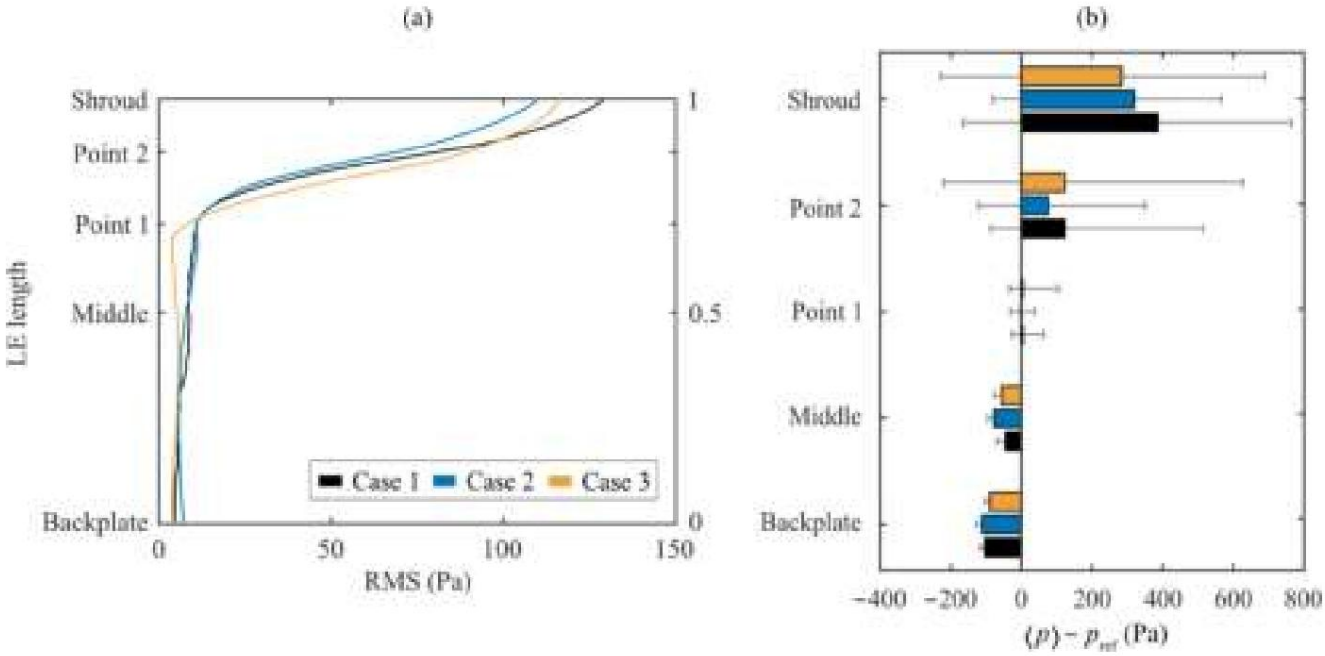


Рисунок 7. Давление в BLE. (a) Среднеквадратичное значение колебаний давления для 12 оборотов вентилятора на одной лопатке на линии контроля; (b) среднее по времени давление и столбцы ошибок, показывающие минимальное и максимальное давление.

Среднее по времени давление на стенку BLE показано в разных положениях для всех случаев на рисунке 7b. Максимальные значения во всех случаях наблюдаются на кожухе, тогда как на задней пластине значения отрицательны. Амплитуды максимального и минимального давления (шкала погрешностей) являются наибольшими у бандажа и становятся меньше при увеличении расстояния от бандажа для всех случаев. На бандаже Вариант 1 имеет наибольшую амплитуду. Случай 2 имеет самые низкие амплитуды во всех положениях. В точке 2 максимальные положительные колебания больше величины отрицательных и одинаковы для всех случаев.

На рисунке 8 показана временная диаграмма давления на стенку для всех случаев в точке 2 в течение 12 периодов вентилятора. Пунктирные линии указывают среднее значение для каждого случая, и, как показано на рисунке 7b, оно является самым низким для случая 2. Для случаев 1 и 3 наблюдаются колебания давления с большими амплитудами и высокими частотами. Для случая 2 также очевидны флуктуации, но амплитуды меньше. Кроме того, для случая 2 наблюдается периодическое низкочастотное колебание в зависимости от вращения вентилятора, которое также было обнаружено в [21]. Для случаев 1 и 3 четкое периодическое низкочастотное колебание отсутствует. Во всех случаях максимальные абсолютные значения положительных флуктуаций больше, чем абсолютные значения отрицательных флуктуаций. Причина кроется в столкновении встречных турбулентных вихрей.

Контуры величин скорости |vR|, определенные в уравнении (1), в плоскости yz (см. рисунок 1) и линии тока (закрашены серым цветом) векторов относительной скорости в плоскости 1 (расположение см. на рисунке 1a) равны для всех случаев показано на рисунке 9. Обратите внимание, что из векторов исключена осевая составляющая скорости вдоль оси вращения вентилятора. Для случаев 1 и 3 вблизи оболочки имеются области с большими значениями скорости. Эти области появляются периодически в зависимости от положения лезвий. Эти области не могут быть обнаружены для сл Это говорит о том, что поток вблизи кожуха сильно колеблется из-за турбулентности зазора и что в случае 2 турбулентность над лопатками (около входного отверстия вентилятора) меньшая.

$$|\text{вР}| = \text{v} \quad \overline{\text{2 2 + в}} \quad \text{й} \quad \text{я} \tag{1}$$

Machine Translated by Google

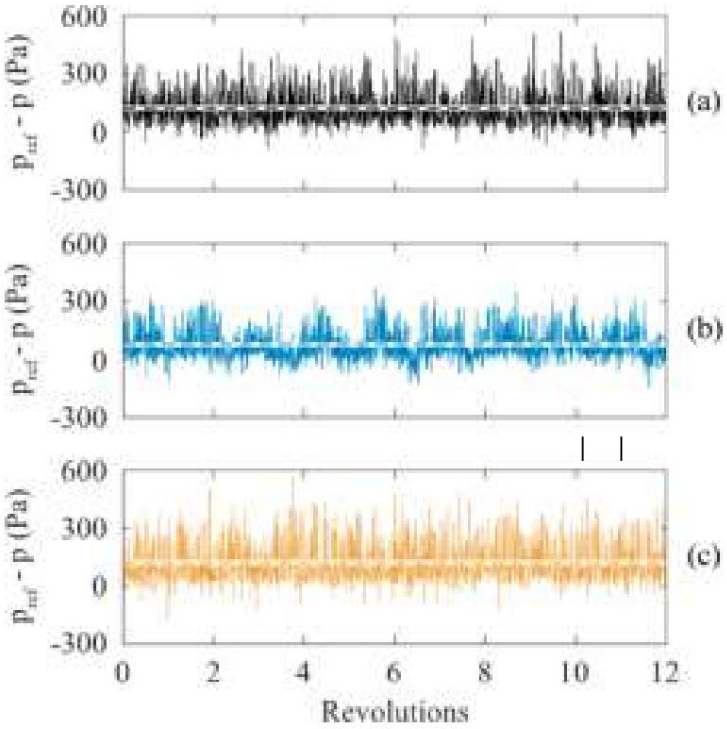


Рисунок 8. Временная динамика стеночного давления вдоль BLE в точке 2: (а) Случай 1, (б) Случай 2 и (в) Случай 3. Пунктирные линии указывают среднее значение для каждого случая.

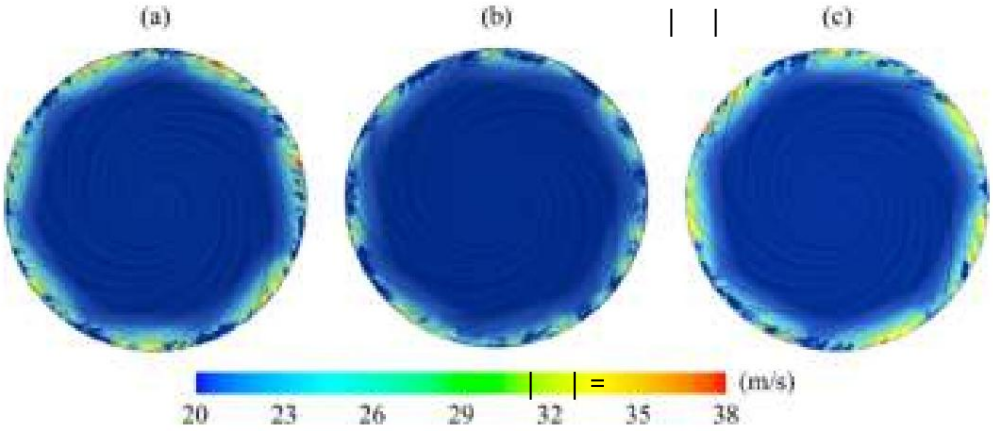


Рис. 9. Мгновенные величины скорости |vR| визуализируется в плоскости 1: (а) Случай 1, (б) Случай 2 и (в) Случай 3.

В предыдущих исследованиях случая 1, где численный прогноз сравнивался с По экспериментальным данным [17,21] было показано, что SPL на BPF лучше всего прогнозируется выше по течению от вентилятор. Прогнозируемый уровень звукового давления перед вентилятором (микрофон M1) для тональной частоты. BPF сравнивается между случаями на рисунке 10. Случай 1 и 3 имеют почти одинаковый BPF. амплитуда. Самая низкая амплитуда BPF имеет Случай 2, где уровень снизился на 5,7 дБ. по сравнению со случаем 1. Эти результаты согласуются с результатами рисунков 7–9, где случай 2 имел самое низкое давление на стенку на BLE.

Сравнение корпусов по аэродинамическим и акустическим характеристикам приведено в таблице 3. Увеличение размера зазора снижает тональный шум на BPF и рост статического давления . также снижается.

Machine Translated by Google

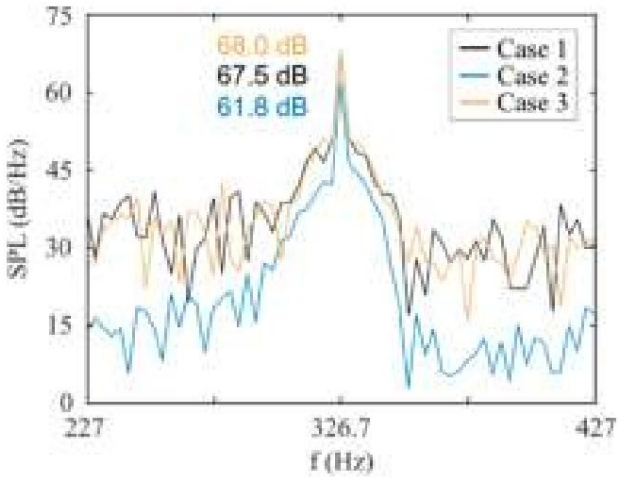


Рисунок 10. Уровень звукового давления звука перед вентилятором. Частота тона BPF = 326,7 Гц. = 326,7

Таблица 3. Аэродинамические и акустические характеристики.

Сравнительные характеристики	Случай 1	Случай 2	Случай 3
Ширина зазора (мм)	1,5	2.0	1.0
Повышение статического давления (Па)	268	261	281
Уровень звукового давления при BPF (дБ)	67,5	61,8	68,0

Результаты колебаний пристеночного давления на БПФ проиллюстрированы для трех случаи на рисунке 11. Здесь только величины выше 1,5 Па2/Гц визуализируются цветными контуры. Место самых высоких колебаний давления на стенке находится в том же месте. (BLE рядом с кожухом) для всех случаев. Различия заключаются в величине и размер области с высокой магнитудой. Случай 1 и Случай 3 имеют самое большое звуковое давление. (см. рисунок 10), а также они имеют наибольшую площадь и величину тональной частоты. Места с высокой энергией соответствуют колебаниям давления на стенке, указанным на рис. Рисунок 7. Высокая энергия вызвана взаимодействием вихрей во входном зазоре, связанных с щелевой турбулентностью и БЛЭ [8]. По мнению Ли [20], разрыв приводит к локальному струи, причем величина скорости потока воздуха через зазор увеличивается с уменьшением размер зазора. Более высокая скорость приводит к большему количеству вихрей во впускном зазоре, которые взаимодействуют с BLE, что также видно на рисунке 11, где случаи 1 и 3 имеют более высокое значение PSD для BPF по сравнению со случаем 2.

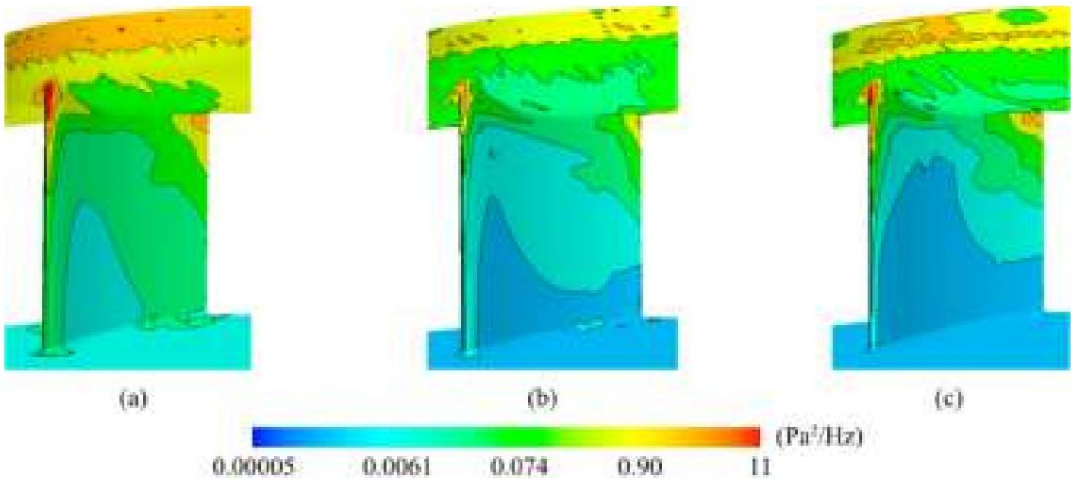


Рис. 11. PSD на BPF (326,7 Гц) для колебаний пристеночного давления: (а) Случай 1, (б) Случай 2 и (в) Случай 3.

Machine Translated by Google

6. Выводы

Тональный шум на BPF сравнивается для трех различных размеров зазора безулиточного центробежного вентилятора. Настоящее исследование мотивировано предыдущим исследованием [8], в котором было обнаружено, что поток в зазоре играет важную роль в генерации тонального шума. Поток моделируется с использованием гибридного метода, сочетающего IDDES с формулой 1A компании Farassat [15].

Между BLE и зазором обнаружены области с высокими величинами завихренности, которые объясняются турбулентностью, инициализирующейся со стороны входного зазора. Турбулентность развивается вдоль бандажа и взаимодействует с BLE. В результате взаимодействия создается среднеквадратичное значение высокого давления на BLE рядом с кожухом. Кроме того, давление в бандаже колеблется с высокой частотой. По мере увеличения расстояния до впускного зазора и бандажа среднеквадратическое значение давления уменьшается. В среднем положении наблюдаются лишь небольшие кол

Спектральный анализ выполнен для давления на стенку. Существуют области с высокой энергией, идентичные местам, где развивается щелевая турбулентность и обуславливает воздействие на BLE. Это указывает на то, что турбулентность зазора доминирует в генерации тонального шума на BPF. Затем спектральный анализ используется для сравнения тонального шума на BPF для трех различных конструкций зазора.

Все три конструкции демонстрируют схожую тенденцию изменения среднеквадратичного значения давления. Среднеквадратичное значение давления является наибольшим на бандаже и затухает по мере увеличения расстояния до зазора. При этом в положении 20% ширины лопасти до бандажа (точка 1, показанная на рисунке 7) среднеквадратичное значение давления достигает наименьшего значения. Случай 2 в целом имеет более низкие среднеквадратичные амплитуды во всех положениях по сравнению с другими случаями.

Случай 2 имеет самый низкий тональный шум на BPF. Это согласуется с наблюдениями за колебаниями давления. Спектральный анализ также показывает, что вариант 2 имеет наименьшую магнитуду на BLE рядом с кожухом по сравнению с другими случаями. Согласно настоящему исследованию, наибольший размер зазора дает самый низкий тональный шум на BPF, а повышение статического давления также является самым низким. Наименьший размер зазора имеет самый высокий тональный шум на BPF, а повышение статического давления является самым высоким.

Вклад автора: MO, концептуализация, методология, программное обеспечение, анализ, исследование, написание — первоначальный проект, написание — обзор и редактирование, а также визуализация; Х.-ДЮ, рецензирование, редактирование и контроль; ЛД, обзор и надзор. Все авторы прочитали и согласились с опубликованной версией рукописи.

Финансирование: Исследование финансировалось компанией Swegon Operations AB через доктора философии в области промышленности. студент. Номер гранта : нет.

Заявление о доступности данных: данные, подтверждающие выводы этого исследования, можно получить у соответствующего автора по обоснованному запросу.

Благодарности: Моделирование было выполнено на ресурсах, предоставленных Шведской национальной инфраструктурой вычислений (SNIC) в C3SE.

Конфликты интересов: Данная работа финансируется Swegon Operation.

Ссылки

1. Берглунд, Б.; Линдвалл, Т.; Швела, Д. Новые рекомендации по шуму в обществе. Шум Виб. Мировой. 2000, 31, 24–29. [Перекрестная ссылка]
2. Азими М. Снижение шума в зданиях с использованием звукопоглощающих материалов. Дж. Архит. англ. Технол. 2017, 6, 198.
3. Харихаран, К.; Говардхан, М. Влияние впускного зазора на аэродинамические характеристики центробежного нагнетателя. Межд. Дж. Турбореактивные двигатели 2016, 33, 215–228. [Перекрестная ссылка]
4. Вольфрам Д.; Каролус, Т.Х. Экспериментальное и численное исследование поля нестационарного течения и генерации тонов в изолированном крыльчатка центробежного вентилятора. Дж. Звук Виб. 2010, 329, 4380–4397. [Перекрестная ссылка]
5. Санхосе, М.; Моро, С. Прямое прогнозирование шума и управление установленным большим тихоходным радиальным вентилятором. Евро. Дж. Мех. 2017, 61, 235–243. [Перекрестная ссылка]
6. Перо, Ф.; Ким, MS; Гофф, В.Л.; Карниэль, Х.; Гот, Ю.; Шассенон, К. Численная оптимизация тонального шума обратного центробежного вентилятора с использованием препятствия потоку. Контроль шума. англ. Дж. 2013, 61, 307–319. [Перекрестная ссылка]
7. Шефер, Р.; Бёле, М. Влияние размера ячейки на аэродинамику и аэроакустику центробежного вентилятора с использованием метода решетки-Больцмана. В материалах 23-го Международного конгресса по акустике, Аахен, Германия, 9–13 сентября 2019 г.; стр. 1882–1889.

Machine Translated by Google

8. Оттерстен, М.; Яо, Х.-Д.; Дэвидсон, Л. Тональный шум безволютного центробежного вентилятора, создаваемый турбулентностью, исходящей из впускного зазора выше по потоку. Физ. Жидкости 2021, 33, 75110. [CrossRef]

9. Шур, М.Л.; Спаларт, PR; Стрелец, МК; Травин, А.К. Гибридный подход RANS-LES с использованием Delayed-DES и LES с моделированием стенок Возможности. Межд. J. Поток тепловой жидкости 2008, 29, 1638–1649. [Перекрестная ссылка]

10. Фоукс Уильямс, JE; Хокингс Д.Л. Теория шума вращающихся машин. Дж. Звук Виб. 1969, 10, 10–21. [Перекрестная ссылка]

11. Программное обеспечение Siemens PLM. Руководство пользователя STAR-CCM+ (версия 12.04); Siemens PLM: Плано, Техас, США, 2017 г.

12. Салунхе, С.; Фаджри, О.Э.; Бхушейн, С.; Томпсон, Д.; О'Доэти, Д.; О'Доэти, Т.; Мейсон-Джонс, А. Проверка прогнозов следа приливной турбины и анализ механизма восстановления следа. Дж. Мар. англ. 2019, 7, 362. [CrossRef]

13. Ринелл, А.; Эфраимссон, Г.; Шевалье, М.; Обом, М. Включение статистики турбулентного притока вверх по течению для численного получения правильных характеристик шума вентилятора; Технический документ SAE 2016-01-1811; SAE International: Уоррендейл, Пенсильвания, США, 2016 г.

14. Ринелл, А.; Шевалье, М.; Обом, М.; Эфраимссон, Г. Численное исследование характеристик шума, исходящего от закрытой среды. дозвуковой автомобильный вентилятор. Прил. Акуст. 2018, 140, 110–121. [Перекрестная ссылка]

15. Брентнер, К.С.; Фарассат, Ф. Аналитическое сравнение акустической аналогии и формулировки Кирхгофа для движущихся поверхностей. АИАА Дж. 1998, 36, 1379–1386. [Перекрестная ссылка]

16. Нейз, В. Обзор механизмов генерации шума вентиляторов и методов управления. В материалах Fan Noise 1992 International. Симпозиум, Санлис, Франция, 1–3 сентября 1992 г.; стр. 45–56.

17. Оттерстен, М.; Яо, Х.-Д.; Дэвидсон, Л. Нестационарное моделирование тонального шума изолированного центробежного вентилятора. В материалах Симпозиум Fan Noise 2018, Дармштадт, Германия, 18–20 апреля 2018 г.

18. Барис О.; Мендонса, Ф. CFD на компрессор турбокомпрессора автомобильной промышленности и расширение возможностей учета эффектов установки. В материалах выставки ASME Turbo Expo 2011: Энергия для суши, моря и воздуха, Ванкувер, Британская Колумбия, Канада, 6–10 июня 2011 г.

19. Яо, Х.-Д.; Дэвидсон, Л.; Эрикссон, Л.Е. Подходы, основанные на поверхностной интегральной аналогии, для прогнозирования шума на основе 3D-изображений с высокой подъемной силой и низким уровнем шума. крылья. Акта Мех. Грех. 2014, 30, 326–338. [Перекрестная ссылка]

20. Ли, Ю. Влияние потока в зазоре вентилятора на аэродинамику центробежного рабочего колеса. Дж. Жидкости Eng. 2010, 132, 091103. [CrossRef]

21. Оттерстен, М.; Яо, Х.-Д.; Дэвидсон, Л. Численное и экспериментальное исследование источников тонального шума на выходе изолированного центробежный вентилятор. arXiv 2020, arXiv:2011.13645.